



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**SIMULAČNÍ ANALÝZA VIBRACÍ
TURBODMYCHADLA**

SIMULATION ANALYSIS OF TURBOCHARGER VIBRATIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Valo

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Březina, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Bc. Lukáš Valo**
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor: Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce: **Ing. Lukáš Březina, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Simulační analýza vibrací turbodmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rostoucí požadavky na snižování emisí automobilů vedou mimo jiné k tzv. downsizingu spalovacích motorů při protichůdném požadavku na zachování nebo zvýšení výkonu motoru. Z těchto požadavků mimo jiné vyplývá nutnost zvýšit efektivitu spalování, což je možné pomocí turbodmychadla, které zvyšuje objem kyslíku ve spalované směsi. Současná turbodmychadla jsou poměrně komplikované soustavy s řadou akčních prvků ať už na pneumatické nebo elektrické bázi. Na funkci jednotlivých komponent a tím i celé soustavy má vliv řada vnějších vlivů, především to je vysoká teplota a vibrace přenášené od motoru.

Předmětem práce bude výpočtová verifikace možnosti použití pasivního hltiče na vybrané komponentě turbodmychadla za účelem redukce jejího kmitání.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše na téma obecné možnosti využití pasivních hltičů.
- 2) Příprava MKP modelu turbodmychadla a modální analýza.
- 3) Frekvenční analýza vytvořeného modelu pro dané buzení.
- 4) Zjednodušené modelování pasivního hltiče a určení jeho vlivu na kmitání dané komponenty soustavy.

Seznam doporučené literatury:

BREPTA, R., PŮST, L., TUREK, F.: Mechanické kmitání. Sobotáles, Praha 1994.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá výpočtovým modelovaním vibrácií turbodúchadla a posúdením vplyvu pasívneho dynamického hltiča vibrácií na vibrácie konzoly pre aktuátor. V rešeršnej štúdii bolo opísané použitie dynamického hltiča vibrácií. Výpočtové analýzy boli realizované pomocou metódy konečných prvkov v programe ANSYS. Bolo vytvorených niekoľko výpočtových modelov turbodúchadla s rôznym spôsobom modelovania skrutkových spojov medzi dielmi. Každý model bol podrobený modálnej analýze a boli porovnané ich výsledky. Na vybratom modeli bola pomocou harmonickej analýzy vypočítaná odozva na kinematické budenie od spaľovacieho motora pre dva záťažové stavy. Na model turbodúchadla s redukovaným počtom stupňov voľnosti bol aplikovaný jednoduchý model hltiča vibrácií. Pomocou harmonickej analýzy bol skúmaný jeho vplyv na vibrácie konzoly pre aktuátor. Pri optimalizovaných parametroch hltiča bolo dosiahnuté výrazné zníženie maximálnej amplitúdy zrýchlenia v danom frekvenčnom rozsahu.

ABSTRACT

The master thesis deals with computational modeling of a turbocharger vibrations and assessment of influence of passive dynamic vibration absorber on vibrations of actuator bracket. The use of dynamic vibration absorber was summarized in the research study. The analysis were performed using finite element method in ANSYS. Several computational models of turbocharger were created with different ways of modeling bolted joints between turbocharger parts. Modal analysis of each model was performed and the results were compared. For the selected model, the response to the kinematic excitation from the internal combustion engine for two load conditions was calculated using harmonic analysis. A simple model of vibration dynamic absorber was applied to the turbocharger model with reduced degrees of freedom and its influence on vibrations of actuator bracket was investigated. Significant decrease of the maximum acceleration amplitude was achieved in a given frequency range when absorber parameters were optimized.

KĽÚČOVÉ SLOVÁ

Turbodúchadlo, vibrácie, modálna analýza, harmonická analýza, dynamický hltič vibrácií

KEYWORDS

Turbocharger, vibrations, modal analysis, harmonic analysis, dynamic vibration absorber, tuned mass damper

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

VALO, L. *Simulační analýza vibrací turbodmyhadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lukáš Březina, Ph.D.

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému Simulační analýza vibrací turbodmychadla vypracoval samostatne s použitím odbornej literatury a prameňov uvedených na zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

23. 5. 2019

.....

Lukáš Valo

POĎAKOVANIE

V prvom rade chcem poďakovať pánovi Ing. Lukášovi Březinovi, Ph.D. za cenné rady, pripomienky a ochotu pri konzultovaní diplomovej práce. Veľmi ďakujem aj svojim rodičom a rodine za podporu počas celého štúdia.

OBSAH

ÚVOD.....	12
1 PROBLÉMOVÁ SITUÁCIA.....	13
1.1 OPIS PROBLÉMOVEJ SITUÁCIE	13
1.2 FORMULÁCIA PROBLÉMU	13
1.3 CIELE RIEŠENIA PROBLÉMU	13
1.4 SYSTÉM PODSTATNÝCH VELIČÍN	14
1.5 VÝBER METÓDY RIEŠENIA	15
2 TURBODÚCHADLO.....	16
3 MECHANICKÉ KMITANIE	18
3.1 KMITANIE S JEDNÝM STUPŇOM VOĽNOSTI.....	19
3.1.1 Voľné netlmené kmitanie.....	19
3.1.2 Voľné tlmené kmitanie	19
3.1.3 Vynútené kmitanie.....	20
3.2 KMITANIE S N STUPŇAMI VOĽNOSTI.....	22
3.3 KMITANIE V METÓDE KONEČNÝCH PRVKOV	22
3.3.1 Modálna analýza	23
3.3.2 Harmonická analýza	23
3.3.3 Redukcia stupňov voľnosti pomocou modálnej syntézy.....	24
3.4 DYNAMICKÝ HLTIČ VIBRÁCIÍ.....	26
3.4.1 Netlmený dynamický hltič vibrácií.....	26
3.4.2 Tlmený dynamický hltič vibrácií.....	27
3.5 POUŽITIE PASÍVNEHO DYNAMICKÉHO HLTIČA VIBRÁCIÍ	29
4 SIMULAČNÁ ANALÝZA VIBRÁCIÍ TURBODÚCHADLA	33
4.1 VÝPOČTOVÝ MODEL TURBODÚCHADLA	33
4.1.1 Model geometrie	33
4.1.2 Model materiálu	35
4.1.3 Sieť konečných prvkov	35
4.1.4 Modelovanie väzieb	36
4.2 MODÁLNA ANALÝZA.....	39
4.2.1 Sieť konečných prvkov	39
4.2.2 Okrajové podmienky	40
4.2.3 Výpočet.....	41
4.2.4 Výsledky a zhodnotenie	41
4.3 HARMONICKÁ ANALÝZA	44

4.3.1	<i>Sieť konečných prvkov</i>	44
4.3.2	<i>Okrajové podmienky a výpočet</i>	44
4.3.3	<i>Výsledky a zhodnotenie</i>	47
5	VPLYV DYNAMICKÉHO HLTÍČA VIBRÁCIÍ.....	51
5.1	MODEL PASÍVNEHO DYNAMICKÉHO HLTÍČA VIBRÁCIÍ.....	51
5.2	REDUKCIA STUPŇOV VOĽNOSTI MODELU TURBODÚCHADLA	52
5.3	ANALÝZA TURBODÚCHADLA S PASÍVNYM HLTÍČOM VIBRÁCIÍ.....	55
5.3.1	<i>Dynamický hltič vibrácií v ose x.....</i>	56
5.3.2	<i>Dynamický hltič vibrácií v ostatných osách.....</i>	61
5.3.3	<i>Zhrnutie a zhodnotenie výsledkov</i>	62
	ZÁVER	66
	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	67
	ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK.....	71
	ZOZNAM OBRÁZKOV	74
	ZOZNAM TABULIEK	75
	ZOZNAM PRÍLOH	76
	PRÍLOHY	77
	PRÍLOHA A	78
	PRÍLOHA B	79
	PRÍLOHA C	81

ÚVOD

Využitie turbodúchadla u spaľovacích motorov naberá v poslednom čase na čoraz väčšom význame. Turbodúchadlo je komplexné zariadenie zložené z viacerých dielov a obsahuje aj pomerne citlivé prvky, medzi ktoré patrí napríklad elektrický alebo pneumatický aktuátor. Na funkciu turbodúchadla sú kladené vysoké nároky. Je vystavené náročným podmienkam a pôsobí naň viacero vplyvov. Jedným z nich sú vibrácie. Vibrácie môžu mať na jednotlivé časti negatívny vplyv. Nadmerné vibrácie pri rezonančných stavoch môžu viesť k medznému stavu únavy alebo môžu mať nepriaznivý vplyv na funkciu niektorej časti. Vibrácie sú preto kontrolované a v prípade, že sledovaná veličina prekročí určitú hranicu, navrhnuté turbodúchadlo nie je možné prevádzkovať. Preto je nutné nájsť spôsob, ako neželané vibrácie potlačiť.

Existuje niekoľko možností, ako potlačiť vibrácie. Sú nimi napríklad zmena konštrukčného návrhu, zvýšenie tlmenia alebo pridanie pasívneho alebo aktívneho dynamického hltiča vibrácií. Pasívny dynamický hltič je zaujímavou metódou zníženia vibrácií a za určitých okolností môže byť jeho použitie pomerne jednoduchým a efektívnym spôsobom ako potlačiť nadmerné vibrácie. Pri návrhu hltiča pre určitú aplikáciu pomocou výpočtového modelovania je však najprv nutné poznať modálne vlastnosti sústavy, na ktorú je hltič navrhovaný a odozvu sústavy na príslušné budenie. Preto je najprv vhodné previesť simulačnú analýzu vibrácií sústavy turbodúchadla. Tá pozostáva z realizácie výpočtovej modálnej analýzy, teda zistenia vlastných frekvencií a tvarov a frekvenčnej analýzy, pri ktorej je vypočítaná odozva na určité budenie. Po týchto analýzach je možné navrhnuť dynamický hltič vibrácií a previesť výpočty a analýzy, ktoré overia jeho vplyv na danú sústavu.

Analyzovaná bola statorová sústava turbodúchadla od firmy Garrett - Advancing Motion. Súčasťou práce je rešeršná štúdia použitia dynamického hltiča vibrácií. Cieľmi pri riešení samotného problému sú vytvorenie výpočtového modelu turbodúchadla, prevedenie modálnej a frekvenčnej analýzy a pomocou jednoduchého modelu pasívneho hltiča posúdenie jeho vplyvu na vibrácie komponentu turbodúchadla. Cieľom tejto práce nie je praktický návrh hltiča, ale skôr výpočtové posúdenie jeho vplyvu na komponent konkrétneho modelu turbodúchadla.

1 PROBLÉMOVÁ SITUÁCIA

1.1 Opis problémovej situácie

Turbodúchadlo je spojené s ďalšími sústavami, ktoré naň môžu mať negatívny vplyv v podobe budenia vibrácií. Vibrácie sú budené mimo iného najmä väzbami od spaľovacieho motora. Vybudené kmitanie môže mať negatívny vplyv na chod a aj životnosť dielov turbodúchadla. Týka sa to hlavne citlivejších prvkov, medzi ktoré patrí elektrický aktuátor, ktorý je pomocou konzoly pripevnený ku skrini turbodúchadla. Vibrácie na tejto konzole sú preto kontrolované a nemali by prekročiť stanovené hodnoty. Ak hodnota sledovanej kinematickej veličiny prekročí maximálnu dovolenú hodnotu, dochádza k neprípustnému stavu a prevádzka turbodúchadla v danej konfigurácii nie je prijateľná. Jedným zo spôsobov, ako znížiť vibrácie, je využitie pasívneho hltiča vibrácií. Možnosť jeho použitia je však najprv nutné overiť. V prvom kroku je potrebné zistiť modálne vlastnosti a odozvu na budenie samotného turbodúchadla.

1.2 Formulácia problému

Riešením problémovej situácie je posúdenie vplyvu pasívneho hltiča vibrácií na kmitanie konzoly pre upevnenie aktuátora turbodúchadla pomocou výpočtového modelovania.

1.3 Ciele riešenia problému

Z problémovej situácie a formulácie problému vyplývajú nasledujúce ciele riešenia:

1. Rešerš týkajúca sa opisu a možnosti využitia pasívneho hltiča vibrácií.
2. Vytvorenie výpočtového MKP modelu statorovej sústavy turbodúchadla a realizovanie výpočtovej modálnej analýzy.
3. Prevedenie frekvenčnej analýzy pre dané budenie.
4. Vytvorenie zjednodušeného modelu pasívneho hltiča vibrácií a prevedenie analýz vedúcich k určeniu jeho vplyvu na kmitanie daného komponentu turbodúchadla.

1.4 Systém podstatných veličín

Systém podstatných veličín bol vymedzený na základe [1]. Tvorí ho 9 čiastkových veličín, ktoré sú pre turbodúchadlo opísané v nasledujúcich odstavcoch.

Okolie objektu

Turbínová časť turbodúchadla je pripevnená na výfukové potrubie, ktoré vedie spaliny zo spaľovacieho motora. K turbodúchadlu sú pripevnené ďalšie potrubné alebo hadicové systémy privádzajúce, resp. odvádzajúce plyny. Pracovným médiom, teda vnútorným okolím turbodúchadla, sú spaliny v prípade turbínovej časti turbodúchadla a nasávaný vzduch v prípade kompresorovej časti. Vonkajší voľný priestor okolo turbodúchadla je vyplnený vzduchom. K sústave turbodúchadla je ešte pripojený elektrický aktuátor slúžiaci k regulácii privádzaných výfukových plynov.

Geometria a topológia

Geometria analyzovaného turbodúchadla je definovaná geometrickým modelom, ktorý je výsledkom návrhu, a je značne tvarovo zložitá.

Podstatné väzby na okolie

Turbínová časť turbodúchadla je k potrubným systémom pripevnená pomocou skrutkových spojov. Ostatné potrubné systémy sú pripojené pomocou kovových spojok. Elektrický aktuátor je na konzolu pripevnený taktiež skrutkami.

Aktivácia objektu

Turbodúchadlo je aktivované činnosťou spaľovacieho motora, s ktorým je turbodúchadlo spojené. Rotor turbodúchadla je uvedený do pohybu spalinami prúdiacimi zo spaľovacieho motora. Množstvo spalín prichádzajúcich na lopatky turbíny je regulované elektrickým aktuátorom. Otáčky rotoru turbodúchadla môžu dosiahnuť hodnotu 40000 až 300000 ot./min [2].

Ovplyvňovanie procesov z okolia

Rotor turbodúchadla je aktivovaný prúdením výfukových plynov, ktoré je vplyvom časovej premenlivosti pulzujúce a nestacionárne [3]. Spaliny majú vplyvom spaľovacieho procesu vysokú teplotu, ktorá môže dosiahnuť až 1025 °C [4]. Tým dochádza k prenosu tepla a zvýšeniu teploty turbínovej časti turbodúchadla. Tlak spalín pôsobí na vnútorné steny skrine turbínovej časti a tlak stlačovaného vzduchu na steny kompresorovej skrine turbodúchadla.

Odborové vlastnosti objektu

Jednotlivé komponenty turbodúchadla sú vyrobené z rôznych materiálov. Každý materiál je opísaný materiálovými charakteristikami, ktoré boli získané z firemných materiálových databáz.

Procesy a stavy vyvolané aktiváciou objektu

Pri činnosti spaľovacieho motora vznikajú vibrácie, ktoré sú na turbodúchadlo prenášané a budené pomocou väzieb. Rotáciou rotoru je zahrievaná ložisková časť turbodúchadla a taktiež sú generované určité vibrácie.

Prejavy objektom vyvolaných procesov

Keďže na objekt pôsobia viaceré vplyvy budením vibrácií, na turbodúchadle vzniká odozva. Budenie na určitých frekvenciách môže viesť k vzniku rezonancie.

Dôsledky prejavov do okolia objektu

Nadmerné vibrácie majú negatívny vplyv na životnosť niektorých komponentov. Ďalej môžu ovplyvňovať činnosť aktuátora a môžu byť budené ďalšie potrubné časti spojené s turbodúchadlom.

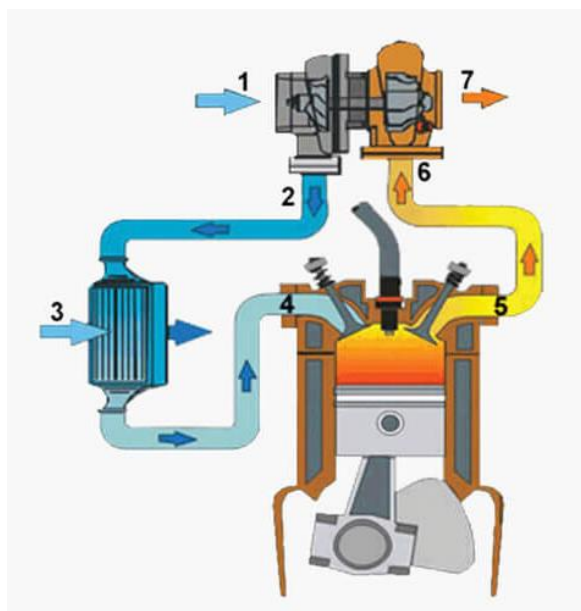
Vzhľadom na náročnosť zahrnutia vplyvov teploty, prúdenia plynov a rotácie rotoru do analýzy vibrácií statickej sústavy turbodúchada, neboli tieto vplyvy vo výpočtovom modeli uvažované.

1.5 Výber metódy riešenia

Geometria turbodúchadla je značne komplikovaná. Preto nie je možné pri riešení použiť diferenciálny prístup. Problém bol teda riešený numericky pomocou momentálne najrozšírenejšej metódy – metódy konečných prvkov (MKP). Z dôvodu dostupnosti bol využitý komerčný softvér ANSYS využívajúci túto metódu.

2 TURBODÚCHADLO

Turbodúchadlo je zariadenie slúžiace k zvýšeniu výkonu spaľovacieho motora. Zvýšenie výkonu súvisí so zvýšením množstva vzduchu privádzaného do valcov motora, čo je dosiahnuté stlačením vzduchu pomocou turbodúchadla s využitím energie spalín vedúcich zo spaľovacieho motora [5]. Schéma opisujúca funkciu turbodúchadla je zobrazená na obr. 2.1.



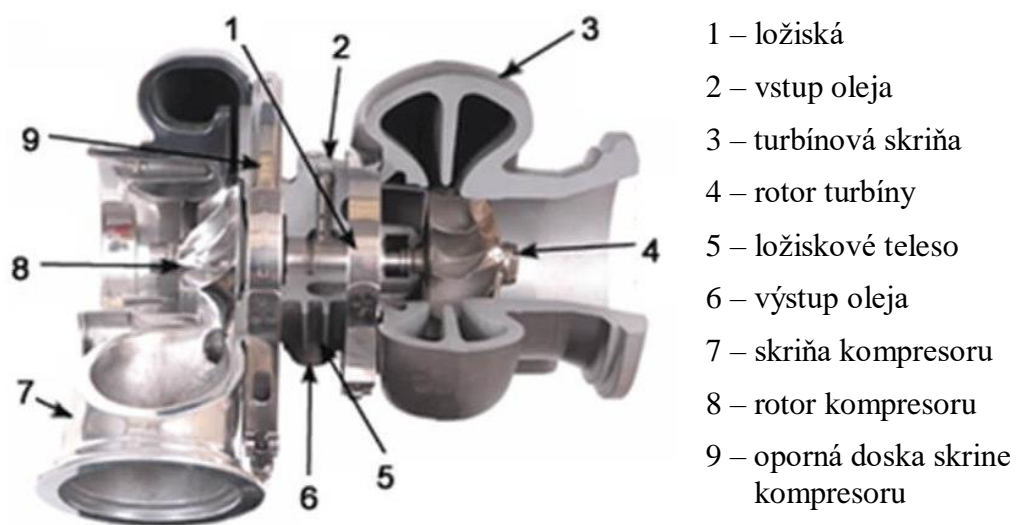
- 1 – vstup do kompresoru
- 2 – výstup kompresoru
- 3 - chladič
- 4 – sací ventil
- 5 – výfukový ventil
- 6 – vstup do turbíny
- 7 – výstup turbíny

Obr. 2.1 Schéma funkcie turbodúchadla [5]

Vzduch nasátný kompresorom turbodúchadla je stlačený a vedený cez chladič do valcu spaľovacieho motora. Stlačený vzduch má vyššiu hmotnosť, a keďže pomer vzduchu a paliva je rovnaký, dochádza k spaľovaniu väčšieho množstva paliva, čo vedie k zvýšeniu výkonu motora. Po spaľovacom procese sú spaliny vedené výfukovým potrubím na lopatky turbíny turbodúchadla, pomocou ktorých je poháňaný kompresor nasávajúci a stlačujúci nový vzduch. Súčasťou turbínovej časti môže byť obtoková klapka, ktorá slúži k regulácii tlaku výfukových plynov. [5]

Na obr. 2.2 je zobrazený rez turbodúchadlom s vyznačenými hlavnými komponentmi. Existuje niekoľko typov turbodúchadiel. Sú nimi napr. [6]

- Jednoduché turbodúchadlo – Najjednoduchšie a efektívne z hľadiska pomeru cena/výkon.
- Twin-Turbo – Pozostáva z dvoch turbodúchadiel.
- Twin-Scroll Turbo – Vstup do turbíny je rozdelený na dve časti, pričom do každej vstupujú spaliny z inej skupiny valcov motora.
- Turbodúchadlo s variabilnou geometriou (VGT) – V turbínovej skrini je upevnený kruh s naklápacími lopatkami, pomocou ktorých je regulovaný uhol vstupu spalín a prierezová plocha.
- Elektrické turbodúchadlo



Obr. 2.2 Hlavné komponenty turbodúchadla [5]

3 MECHANICKÉ KMITANIE

Pod pojmom mechanické kmitanie (vibrácie) je chápaný pohyb, ktorý sa periodicky opakuje s časovou periódou T [7]. V prípade jednoduchého harmonického pohybu sa výchylka u mení v čase t s uhlovou frekvenciou ω podľa vzťahu [8]

$$u(t) = u_0 \sin(\omega t + \varphi) \quad (3.1)$$

pričom u_0 je amplitúda výchylky a φ je fáza pohybu v počiatočnom čase. Priebeh výchylky opisuje obr. 3.1. Prvou deriváciou výchylky je rýchlosť

$$\dot{u}(t) = u_0 \omega \cos(\omega t + \varphi) \quad (3.2)$$

a druhou deriváciou výchylky je zrýchlenie pohybu

$$\ddot{u}(t) = -u_0 \omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \quad (3.3)$$

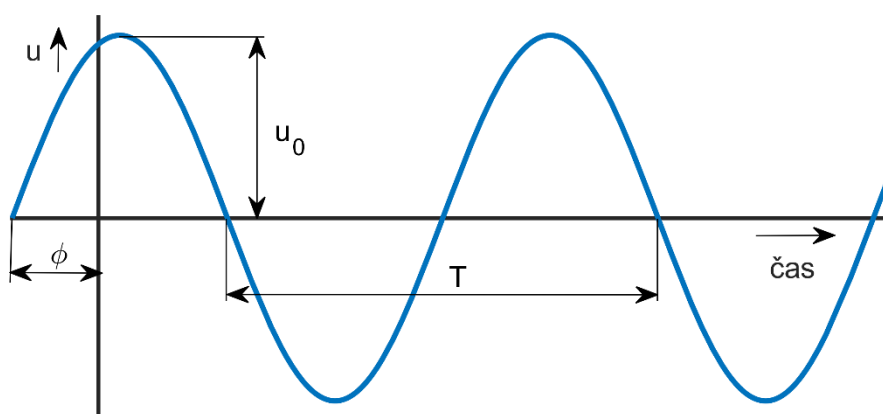
Pre periódu T platí

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (3.4)$$

Prevrátená hodnota periódy je frekvencia f

$$f = \frac{1}{T} \quad (3.5)$$

Vyjadruje počet kmitov za 1 sekundu.



Obr. 3.1 Priebeh harmonického kmitania v čase

Vhodným nástrojom pre zostrojenie pohybových rovníc kmitania určitej sústavy, hlavne so sústredenými parametrami, sú Lagrangeove rovnice [8]. Tvar rovnice pre j -tu zovšeobecnenú súradnicu q_j je

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_j} + \frac{\partial E_p}{\partial q_j} + \frac{\partial D_f}{\partial \dot{q}_j} = S_j \quad (3.6)$$

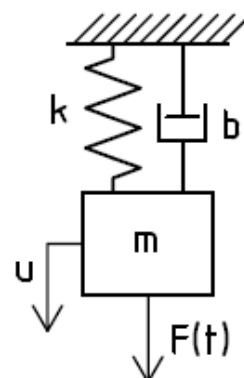
Kde E_k je kinetická energia, E_p potenciálna energia, D_f disipatívna funkcia, ktorá opisuje tlmiace účinky, a S_j zovšeobecnená sila.

3.1 Kmitanie s jedným stupňom voľnosti

Sústavu s jedným stupňom voľnosti (obr. 3.2) tvoria tri prvky [8]:

- hmotný bod s hmotnosťou m ,
- nehmotná pružina s tuhosťou k ,
- nehmotný tlmič s tlmením b .

Sústava je spojená s tuhým základom a môže byť budená silou F , ktorá sa s časom mení [8]. Mechanické kmitanie s výchylkou u všeobecne opisuje pohybová rovnica



Obr. 3.2 Sústava s jedným stupňom voľnosti

$$m\ddot{u} + b\dot{u} + ku = F(t) \quad (3.7)$$

3.1.1 Voľné netlmené kmitanie

Ak je sústava netlmená a absentuje budiaca sila F , ide o voľné netlmené kmitanie vyjadrené rovnicou

$$m\ddot{u} + ku = 0 \quad (3.8)$$

Pri riešení rovnice (3.8) je definovaný parameter Ω

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.9)$$

ktorý vyjadruje vlastnú uhlovú frekvenciu, s ktorou sústava po vychýlení kmitá. Riešenie rovnice (3.8) má tvar

$$u(t) = C_1 e^{i\Omega t} + C_2 e^{-i\Omega t} = C \sin(\Omega t + \varphi) \quad (3.10)$$

Pričom integračné konštanty C_1 a C_2 , resp. C sa stanovujú z počiatočných podmienok. [8]

3.1.2 Voľné tlmené kmitanie

Matematický opis voľného tlmeného kmitania je prevzatý z literatúry [8]. Voľné tlmené kmitanie popisuje rovnica

$$m\ddot{u} + b\dot{u} + ku = 0 \quad (3.11)$$

Pri riešení rovnice (3.11) je definovaný parameter pomerný útlm b_p

$$b_p = \frac{b}{2m\Omega} = \frac{b}{2\sqrt{km}} \quad (3.12)$$

Menovateľ na pravej strane rovnice (3.12) je súčiniteľ kritického tlmenia. Vlastná uhlová frekvencia tlmeného kmitania Ω_t závisí na veľkosti vlastnej uhlovej frekvencie netlmeného kmitania Ω a pomerného útlmu b_p

$$\Omega_t = \Omega \sqrt{1 - b_p^2} \quad (3.13)$$

Riešenie rovnice (3.11) má tvar

$$u(t) = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} \quad (3.14)$$

λ_1 a λ_2 sú koreňmi charakteristickej rovnice pre rovnicu (3.11). Korene λ_1 a λ_2 , označované aj ako vlastné hodnoty, závisia na veľkosti pomerného útlmu b_p . Pri podkritickom tlmení ($b_p < 1$) sú korene komplexne združené

$$\lambda_{1,2} = -b_p \Omega \pm i \Omega_t \quad (3.15)$$

Pri kritickom tlmení ($b_p = 1$) sú korene reálne rôzne

$$\lambda_{1,2} = -b_p \Omega \pm \Omega_t \quad (3.16)$$

A pri nadkritickom tlmení ($b_p > 1$) je koreň dvojnásobný reálny

$$\lambda_1 = \lambda_2 = -b_p \Omega \quad (3.17)$$

3.1.3 Vynútené kmitanie

K vynútenému kmitaniu dochádza vtedy, keď na sústavu pôsobí budiaca sila $F(t)$. Je popísané rovnicou (3.7). Ak je budiaca sila $F(t)$ harmonická, vynútené kmitanie sa skladá z prechodového (vyvolané výchylkou v čase $t = 0$) a ustáleného kmitania (vyvolané budiacou silou). U väčšiny technických problémov sa analyzuje ustálený stav. Výchylka sústavy je komplexná, tzn. má reálnu a imaginárnu časť, a je možné ju vyjadriť aj pomocou amplitúdy u_0 a fázového uhlu φ . Pri uvažovaní harmonickej budiacej sily s amplitúdou F_0 a ustáleného stavu kmitania pre výchylku kmitania platí

$$u(t) = \frac{F_0}{m} \frac{1}{-\omega^2 + i 2b_p \Omega \omega + \Omega^2} e^{i\omega t} \quad (3.18)$$

Pre statickú výchylku platí

$$u_{st} = \frac{F_0}{k} \quad (3.19)$$

Ďalej je zavedený súčiniteľ naladenia η

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega} \quad (3.20)$$

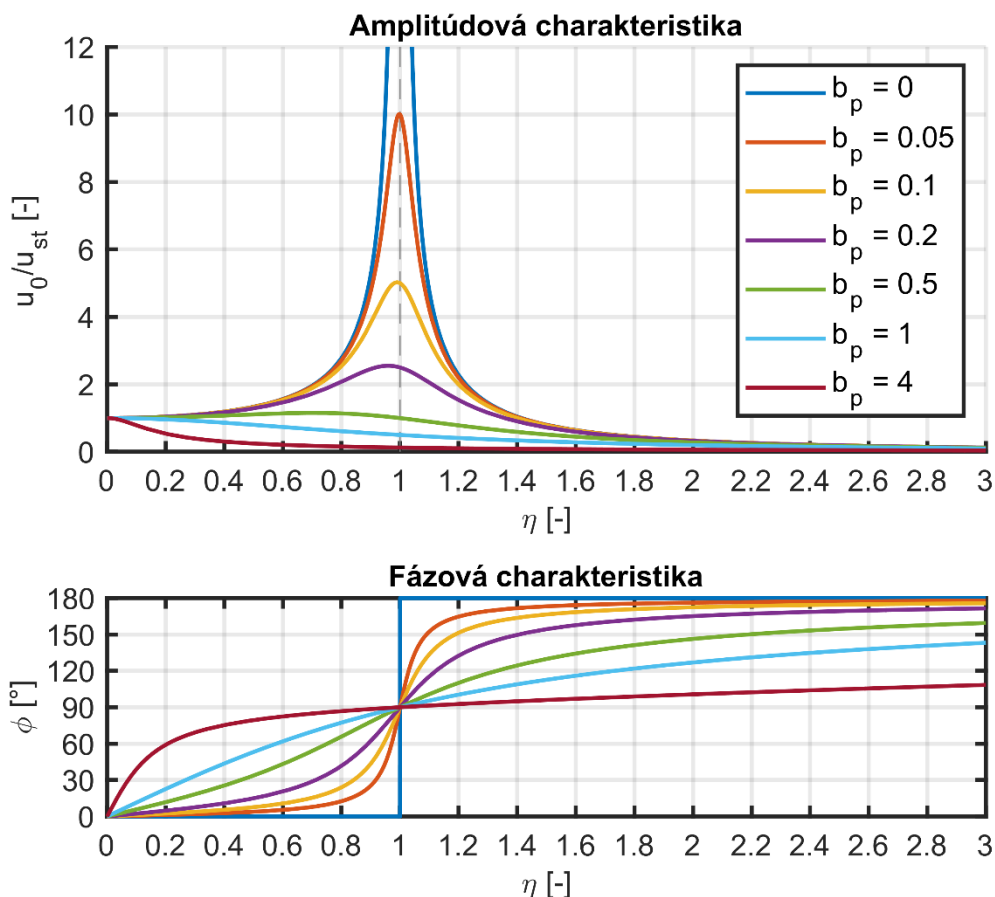
Pre pomernú výchylku, ktorá vyjadruje pomer absolútnej hodnoty amplitúdy k statickej výchylke, platí

$$\frac{|u_0|}{u_{st}} = \sqrt{\frac{1}{(1 - \eta^2)^2 + (2b_p \eta)^2}} \quad (3.21)$$

A pre fázový uhol platí

$$\varphi = \arctg \frac{2b_p \eta}{1 - \eta^2} \quad (3.22)$$

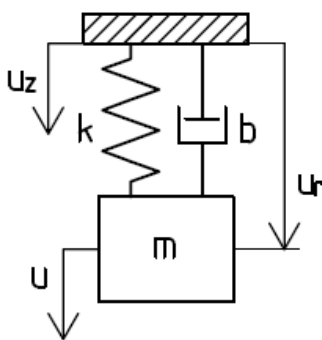
Na obr. 3.3 je zobrazená amplitúdová a fázová charakteristika, teda závislosť pomernej výchylky a fázového uhlu na budiacej frekvencii pre rôzne hodnoty pomerného útlmu b_p . [8]



Obr. 3.3 Závislosť amplitúdy a fázového uhlu na súčiniteli naladenia pre rôzne hodnoty pomerného útlmu

„Kmitanie s vysokou amplitúdou spôsobené malým periodickým buđením majúcim frekvenciu rovnakú alebo takmer rovnakú ako je vlastná frekvencia sústavy, sa nazýva rezonancia“. [9]

Ďalšou možnou príčinou vzniku vynúteného kmitania je kinematické budenie, ku ktorému dochádza v prípade, keď sa pohybuje základ sústavy [8]. Túto situáciu opisuje obr. 3.4.



Obr. 3.4 Sústava s jedným stupňom voľnosti s pohybujúcim sa základom

Relatívna výchylka hmoty voči základu je vyjadrená ako

$$u_r(t) = u(t) - u_z(t) \quad (3.23)$$

a pohybová rovnica má v tomto prípade tvar

$$m\ddot{u}_r + b\dot{u}_r + ku_r = -m\ddot{u}_z \quad (3.24)$$

pričom pre amplitúdu relatívnej výchylky platí [8]

$$u_{r0} = \sqrt{\frac{\eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2b_p\eta)^2}} u_{z0} \quad (3.25)$$

3.2 Kmitanie s n stupňami voľnosti

Kmitanie kontinua je možné riešiť pomocou vhodne zvolenej diskretizácie. Diskrétny model je tvorený bodmi, ktoré sú prepojené parametrami tuhosti. Tie sú určené z materiálových vlastností kontinua. Hmotnosť kontinua je koncentrovaná v jednotlivých bodoch. Kontinuum je teda nahradené sústavou s n stupňami voľnosti, pričom n musí byť volené s ohľadom na počet hľadaných vlastných frekvencií. Pomocou takto vytvoreného modelu je možné vypočítať vlastné frekvencie a vlastné tvary určitého rozsahu alebo určiť odozvu na určité budenie. [8]

Vynútené kmitanie s n stupňami voľnosti je opísané sústavou n pohybových rovníc s n neznámymi. Vyjadrené v maticovom tvare

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}(t) \quad (3.26)$$

kde \mathbf{M} je matica hmotnosti, \mathbf{B} matica tlmenia a \mathbf{K} matica tuhosti s rozmermi $n \times n$. A $\ddot{\mathbf{u}}$, $\dot{\mathbf{u}}$, \mathbf{u} sú vektory zrýchlenia, rýchlosti a výchylky a $\mathbf{f}(t)$ vektor budiacej sily. [8]

3.3 Kmitanie v metóde konečných prvkov

Metóda konečných prvkov (MKP) je numerická metóda založená na variačnom princípe, t. j. hľadaní extrémnej potenciálnej energie [10]. Pri využití MKP je kontinuum diskretizované na konečný počet prvkov s určitým počtom uzlov. V uzloch sú pri riešení hľadané neznáme posuvy. Spojité posuvy kontinua sú vyjadrené pomocou básových funkcií, ktoré sú najčastejšie vyjadrené pomocou polynómov závislých na priestorových súradniciach. Pre statické úlohy sú neznáme posuvy funkciou priestorových súradníc. U dynamických úloh sú navyše funkciou času. V prípade úloh dynamiky je teda spojitý posuv kontinua vyjadrený vzťahom

$$u(x, t) = \mathbf{N}(x)\boldsymbol{\delta}(t) \quad (3.27)$$

kde \mathbf{N} je matica básových funkcií a $\boldsymbol{\delta}$ je vektor neznámych posuvov v uzloch. [8] [10]

Základná rovnica MKP pre statické úlohy má tvar

$$\mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (3.28)$$

kde \mathbf{K} je matica tuhosti, \mathbf{U} je vektor posuvov a \mathbf{F} je vektor zaťaženia. [10]

Základnou rovnicou MKP pre úlohy dynamiky je pohybová rovnica pre kmitanie s n stupňami voľnosti (3.26) [10]. Pričom matice \mathbf{M} a \mathbf{K} sú globálne matice, ktoré vzniknú spojením matíc zostrojených na jednotlivých konečných prvkoch z materiálových

vlastností (modul pružnosti E , Poissonovo číslo μ , hustota ρ) [8] [10]. O možnostiach zostrojenia matice \mathbf{B} je pojednané v podkapitole 3.3.2.

3.3.1 Modálna analýza

Určenie vlastných frekvencií a vlastných tvarov sa nazýva aj modálna analýza [10]. Vychádza z pohybovej rovnice pre voľné netlmené kmitanie [8]

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (3.29)$$

Riešenie rovnice (3.29) je v tvare

$$\mathbf{u} = \mathbf{v}e^{i\Omega t} \quad (3.30)$$

Kde \mathbf{v} je vektor amplitúd.

Pre určenie vlastných netlmených frekvencií Ω je riešený problém vlastných hodnôt, ktorý „je definovaný ako určenie vlastných čísel (vlastných frekvencií) a vlastných vektorov matematického modelu (3.26) pre $\mathbf{f}(t) = \mathbf{0}$ “ [11]. Rovnica problému vlastných hodnôt má tvar

$$(\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M})\mathbf{v} = \mathbf{0} \quad (3.31)$$

Jej riešením je rovnica

$$\det(\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M}) = 0 \quad (3.32)$$

Z rovnice (3.32) sú vypočítané vlastné uhlové frekvencie Ω_1 až Ω_n . Na základe rovnice (3.31) je ku každej vlastnej frekvencii Ω_v dopočítaný vlastný vektor \mathbf{v}_v . Vlastné vektory sú ortogonálne a normujú sa napríklad podľa matice hmotnosti [11]

$$\mathbf{v}_v^T \mathbf{M} \mathbf{v}_v = 1 \quad (3.33)$$

„Vlastné vektory sú lineárne nezávislé a tvoria bázu n -dimenzionálneho Euklidovského priestoru. Každý možný pohyb sústavy telies modelovaný pohybovou rovnicou (3.29) je možné opísať lineárnou kombináciou vektorov“ [11]

$$\mathbf{u} = \Phi \mathbf{q}(t) \quad (3.34)$$

Kde Φ je modálna matica pozostávajúca z vlastných vektorov \mathbf{v}_v a $\mathbf{q}(t)$ je tzv. modálna súradnica. [11] [12]

3.3.2 Harmonická analýza

Pri harmonickej analýze má budiaca sila harmonický priebeh s uhlovou frekvenciou ω . Pohybová rovnica má teda tvar

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}e^{i\omega t} \quad (3.35)$$

Riešenie tejto rovnice je možné pomocou MKP dosiahnuť dvomi metódami: metódou úplného riešenia a metódou modálnej superpozície. [12]

Matica tlmenia \mathbf{B} sa určuje z matice hmotnosti \mathbf{M} a matice tuhosti \mathbf{K} pomocou Rayleighových konštánt α a β

$$\mathbf{B} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (3.36)$$

Konštanty α a β sú závislé na veľkosti pomerného útlmu ξ_i , teda pomeru aktuálneho tlmenia ku kritickému tlmeniu (viď rovnica (3.12)) i -teho módu kmitania

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2\Omega_i} + \frac{\beta\Omega_i}{2} \quad (3.37)$$

Konštanta α sa často zanedbáva. Konštantný pomerný útlm je najjednoduchšou možnosťou ako do modelu vložiť tlmenie. [13]

Metóda úplného riešenia

Po úprave rovnice (3.35) je možné osamostatniť posuv \mathbf{u} . Rovnica prejde do tvaru

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{B})\mathbf{u} = \mathbf{f}e^{i\omega t} \quad (3.38)$$

Po rozdelení reálnej a imaginárnej časti posuvov a budenia

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{B})(\mathbf{u}_R + i\mathbf{u}_i) = \mathbf{f}_R + i\mathbf{f}_i \quad (3.39)$$

sa rieši sústava rovníc, v ktorých vystupuje zvlášť reálna a zvlášť imaginárna časť riešenia

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} & -\omega \mathbf{B} \\ \omega \mathbf{B} & \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_R \\ \mathbf{u}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_R \\ \mathbf{f}_i \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

Z toho vyplýva, že sústava má dvakrát viac rovníc než počet stupňov voľnosti. [12]

Metóda modálnej superpozície

Pri metóde modálnej superpozície je využité vyjadrenie posuvu pomocou lineárnej kombinácie vlastných vektorov opísané rovnicou (3.34), pričom vlastné vektory sú normované podľa matice hmotnosti [12]. Pohybová rovnica (3.35) prejde do tvaru [12]

$$\ddot{\mathbf{q}} + \Phi^T \mathbf{B} \Phi \dot{\mathbf{q}} + \Lambda \mathbf{q} = \Phi^T \mathbf{f}e^{i\omega t} \quad (3.41)$$

Kde Λ je diagonálna spektrálna matica. Jej diagonálu tvoria kvadráty vlastných uhlových frekvencií Ω^2 [11]. Po osamostatnení \mathbf{q} má rovnica tvar

$$[\Lambda - \omega^2 \mathbf{E} + i\omega \Phi^T \mathbf{B} \Phi] \mathbf{q} = \Phi^T \mathbf{f}e^{i\omega t} \quad (3.42)$$

Kde \mathbf{E} je jednotková matica. Po vyjadrení \mathbf{q} z rovnice (3.42) a dosadení do rovnice (3.34) pre posuv \mathbf{u} platí [12]

$$\mathbf{u} = \Phi [\Lambda - \omega^2 \mathbf{E} + i\omega \Phi^T \mathbf{B} \Phi]^{-1} \Phi^T \mathbf{f}e^{i\omega t} \quad (3.43)$$

3.3.3 Redukcia stupňov voľnosti pomocou modálnej syntézy

Vo výpočtoch pomocou MKP týkajúcich sa kmitania je k redukcii počtu stupňov voľnosti modelu využívaná modálna syntéza (component mode synthesis). Objekt, ktorý je predmetom analýzy, je rozdelený na podsústavy (subštruktúry), u ktorých je znížený počet stupňov voľnosti. Túto metódu je vhodné využiť napríklad v situáciách, keď daná analýza prebieha opakovane s určitým počtom krokov alebo dochádza k opakovaným výpočtom, pričom sú menené parametre určitej časti analyzovanej sústavy. [12]

Pri použití modálnej syntézy je sústava rozdelená na subštruktúry. Stupne voľnosti každej subštruktúry sú rozdelené na master m a ostatné s . Ako master stupne voľnosti sú zvolené tie, ktoré sa nachádzajú v mieste väzieb na iné subštruktúry alebo sústavy, prípadne sú predmetom ďalšieho záujmu. [14]

Existuje niekoľko metód modálnej syntézy. Jej fungovanie bude ukázané na metóde pevného rozhrania (fixed-interface), ktorá je označovaná aj ako Craig-Bamptonova metóda [15]. U Craig-Bamptonovej metódy sú pri vytváraní subštruktúry master stupne voľnosti uvažované ako votknuté. Odvodenie Craig-Bamptonovej metódy vychádza z literatúry [14] a [15].

Po rozdelení stupňov voľnosti a neuvažovaní tlmenia prejde pohybová rovnica (3.26) do tvaru

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mm} & \mathbf{M}_{ms} \\ \mathbf{M}_{sm} & \mathbf{M}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_m \\ \ddot{\mathbf{u}}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{ms} \\ \mathbf{K}_{sm} & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_m \\ \mathbf{F}_s \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

Master stupne voľnosti m sú uvažované ako votknuté, preto má rovnica popisujúca problém vlastných hodnôt tvar

$$(\mathbf{K}_{ss} - \Omega^2 \mathbf{M}_{ss}) \bar{\mathbf{u}}_s = \mathbf{0} \quad (3.45)$$

kde $\bar{\mathbf{u}}_s$ je vlastný vektor. Z vlastných vektorov je zostavená modálna matica Φ_s . Medzi posuvmi \mathbf{u}_s a \mathbf{u}_m platí

$$\mathbf{u}_s = -\mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \mathbf{u}_m = \mathbf{G}_{sm} \mathbf{u}_m \quad (3.46)$$

Pre vektor posuvov platí

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_s \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{q}_s \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

Kde \mathbf{q}_s je modálna súradnica, vychádzajúca z modálnej transformácie súradníc s (viď rovnica (3.34)) a \mathbf{T} je transformačná matica, pre ktorú platí

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ \mathbf{G}_{sm} & \Phi_s \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

Pričom \mathbf{E} je jednotková matica a $\mathbf{0}$ nulová matica. Subštruktúry vstupujú do ďalšieho výpočtu ako superprvky, ktoré majú svoju redukovanú maticu hmotnosti, tuhosti, zaťaženia. Pre redukované matice subštruktúry platí

$$\hat{\mathbf{K}} = \mathbf{T}^T \mathbf{K} \mathbf{T} \quad (3.49)$$

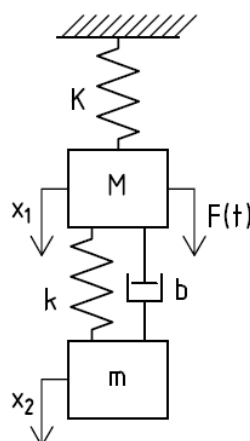
$$\hat{\mathbf{M}} = \mathbf{T}^T \mathbf{M} \mathbf{T} \quad (3.50)$$

$$\hat{\mathbf{F}} = \mathbf{T}^T \mathbf{F} \quad (3.51)$$

Pričom matice \mathbf{K} a \mathbf{M} sú globálne matice tuhosti a hmotnosti a vektor \mathbf{F} globálny vektor zaťaženia subštruktúry pred redukciou.

3.4 Dynamický hltič vibrací

Dynamický hltič vibrací je jednou z možností, ako potlačiť vibrácie v prípade, že je frekvencia budiacej sily blízko k vlastnej frekvencii sústavy [7]. Na obr. 3.5 je zobrazený jednoduchý model hltiča vibrací pripojený k sústave s jedným stupňom voľnosti.



Obr. 3.5 Dynamický hltič vibrací pripojený k sústave s jedným stupňom voľnosti

3.4.1 Netlmený dynamický hltič vibrací

Princíp potlačenia vibrácií pomocou netlmeného hltiča vibrací spočíva v pridání sústavy s hmotnosťou m a tuhosťou k k hlavnej sústave s hmotnosťou M a tuhosťou K . Hlavná sústava je uvažovaná ako netlmená a je budená harmonickou silou s amplitúdou F_0 . Pohyb sústavy s jedným stupňom voľnosti s pridáním dynamickým hltičom vibrácií je popísaný sústavou dvoch pohybových rovníc s neznámymi výchylkami x_1 a x_2 (viď obr. 3.5)

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_1 + (K + k)x_1 - kx_2 &= F_0 \sin(\omega t) \\ m\ddot{x}_2 + k(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (3.52)$$

Pre pomernú amplitúdu výchylky $\frac{x_1}{x_{st}}$ hmoty M v závislosti na budiacej frekvencii ω platí

$$\frac{x_1}{x_{st}} = \frac{1 - \frac{\omega^2}{\omega_a^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_a^2}\right)\left(1 + \frac{k}{K} - \frac{\omega^2}{\Omega_n^2}\right) - \frac{k}{K}} \quad (3.53)$$

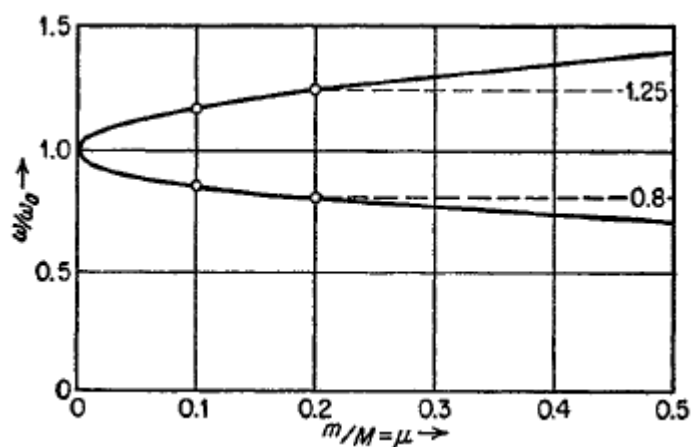
kde ω_a je vlastná frekvencia hltiča vibrácií a Ω_n vlastná frekvencia primárnej sústavy a sú vypočítané zo vzťahu (3.9). Ak sa čitateľ pravej strany rovnice (3.53) rovná nule, amplitúda výchylky hlavnej sústavy je nulová. Aby k tejto situácii prišlo, dynamický hltič vibrácií musí byť naladený na frekvenciu budenia. To znamená, že kvantitatívne by výchylka najviac poklesla pri budiacej frekvencii rovnajúcej sa vlastnej frekvencii hlavnej sústavy. Preto je najvýhodnejšie naladiť hltič na túto frekvenciu. [7]

Po pridání hltiča vznikne systém s dvomi stupňami voľnosti, má teda dve vlastné frekvencie. Na obr. 3.7 je zobrazená amplitúdová frekvenčná charakteristika pre hmotu hlavnej sústavy M (graf pre $b_p = 0$). Z tohto grafu vyplýva, že netlmený hltič vibrácií je vhodné použiť pre budenie so stálou frekvenciou a nevhodné pre budenie s premenlivou frekvenciou. [7]

Hodnoty vlastných frekvencií sústavy s hltičom sú závislé na parametre μ [7], ktorý vyjadruje pomer hmotnosti hltiča m a hmotnosti hlavnej sústavy M , teda

$$\mu = \frac{m}{M} \quad (3.54)$$

Závislosť veľkosti vlastných frekvencií na hmotnostnom pomere opisuje graf na obr. 3.6.



Obr. 3.6 Závislosť vlastných frekvencií sústavy s netlmeným hltičom na hmotnostnom pomere μ [7]

3.4.2 Tlmený dynamický hltič vibrácií

Tlmený dynamický hltič vibrácií je možné použiť aj v prípade, že frekvencia budenia nie je konštantná [7]. Po pridaní viskózneho tlmiča s tlmením b medzi hlavnú sústavu a hltič je pohyb celej sústavy popísaný nasledujúcou sústavou pohybových rovníc

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_1 + Kx_1 + k(x_1 - x_2) + b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin(\omega t) \\ m\ddot{x}_2 + k(x_2 - x_1) + b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (3.55)$$

a po zavedení ďalších bezrozmerných parametrov f a g pre pomernú amplitúdu výchylky $\frac{x_1}{x_{st}}$ hmoty M platí [7]

$$\frac{x_1}{x_{st}} = \sqrt{\frac{(2b_p g f)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2b_p g f)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}} \quad (3.56)$$

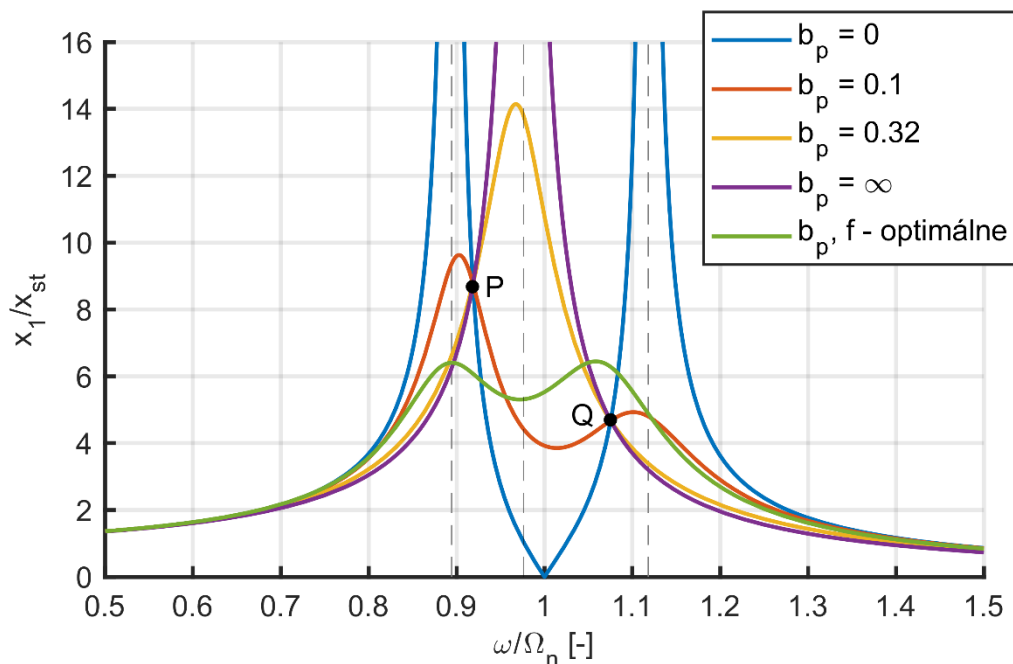
Pričom f je pomer vlastnej frekvencie hltiča a primárnej sústavy

$$f = \frac{\omega_a}{\Omega_n} \quad (3.57)$$

a g je pomer budiacej frekvencie a vlastnej frekvencie primárnej sústavy

$$g = \frac{\omega}{\Omega_n} \quad (3.58)$$

Na obr. 3.7 sú zobrazené amplitúdové frekvenčné charakteristiky sústavy s pasívnym hltičom naladeným na vlastnú frekvenciu primárnej sústavy a hmotnostným pomerom $\mu = 1/20$ pre rôzne hodnoty pomerného útlmu b_p vytvorené podľa [7].



Obr. 3.7 Odozva sústavy s jedným stupňom voľnosti s dynamickým hltičom vibrácií

Z grafov na obr. 3.7 vyplýva, že hodnota pomerného útlmu má zásadný vplyv na priebeh výchylky primárnej sústavy v závislosti na budiacej frekvencii. Ak sa pomerný útlm blíži nekonečnu, sústava sa správa ako netlmená sústava s jedným stupňom voľnosti, t. j. má jednu vlastnú frekvenciu. Pri konečných nenulových hodnotách pomerného útlmu nadobúda relatívna amplitúda výchylky konečných hodnôt. Ďalej z obr. 3.7 vyplýva, že existujú také body P a Q , v ktorých sa všetky priebehy amplitúd pretínajú pri rovnakom naladení hltiča a hmotnostnom pomere μ bez ohľadu na veľkosť tlmenia hltiča. [7]

Dosiahnutie čo najnižšej maximálnej amplitúdy je podmienené splnením dvoch podmienok. Prvou podmienkou je dosiahnutie toho, aby body P a Q ležali v rovnakej polohe na ose y . Vertikálna poloha týchto bodov je závislá na pomere vlastných frekvencií f . Žiadaný ideálny stav nastane, pokiaľ pomer vlastných frekvencií f nadobúda hodnoty vyjadrenej vzťahom

$$f = \frac{1}{1 + \mu} \quad (3.59)$$

To znamená, že pre veľmi malé hmotnostné pomery μ , je pomer f približne 1. [7]

Druhou podmienkou docielenia čo najnižšej maximálnej amplitúdy je zvolenie optimálnej hodnoty tlmenia [7]. Tlmenie je vyjadrené pomocou pomerného útlmu b_p (prepočet viď rovnica (3.12)). Pre hltič s optimálnym frekvenčným naladením nadobúda pomerný útlm ideálnej hodnoty, ak platí, že [7]

$$b_p = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}} \quad (3.60)$$

Priebeh amplitúdovej charakteristiky pre netlmenú sústavu s tlmeným hltičom s hmotnostným pomerom $\mu = 1/20$ s najmenšou možnou hodnotou maximálnej amplitúdy primárnej hmoty, teda pri optimálnych parametroch hltiča f a b_p , je zobrazený na obr. 3.7 zelenou farbou.

V prípade, že je primárna sústava tlmená, vyššie uvedené vzťahy pre optimálne parametre hltiča neplatia, pretože v tomto prípade neexistujú body P a Q , v ktorých by sa pretínali priebehy odozvy s rôznym tlmením dynamického hltiča pre rovnaký pomer vlastných frekvencií f [16]. Aproximované riešenie optimálnych parametrov hltiča pre tlmenú hlavnú sústavu publikoval Asami a kol. v článku [16]. Ďalej bolo vytvorených niekoľko numerických riešení, ktoré sú spomínané napr. v článku [17].

3.5 Použitie pasívneho dynamického hltiča vibrácií

Keďže riešením formulovaného problému je posúdenie možnosti použitia pasívneho dynamického hltiča vibrácií na určitej entite, v nasledujúcej kapitole je spracovaná rešeršná štúdia o použití, prípadne vývoji dynamického hltiča vibrácií. Rešeršná štúdia pozostáva zo súboru odborných článkov a ich stručného opisu.

Vibration analysis of a beam structure attached with a dynamic vibration absorber [18]

Predmetom článku je experimentálna analýza ohybového kmitania obojstranne votknutého tenkostenného hliníkového nosníka s dynamickým hltičom vibrácií. Súčasťou článku je teoretický opis kmitania sústavy s jedným stupňom voľnosti s aplikovaným hltičom vibrácií. Hltič, ktorý bol umiestnený na analyzovaný nosník, pozostával z prútu a dvoch hmôt, ktoré boli pripevnené na jeho koncoch. Hltič bol symetricky upevnený na analyzovaný hliníkový nosník a bol naladený na jeho prvú vlastnú frekvenciu. Nosník bol na jednom konci budený budičom vibrácií. Analyzovaný bol samostatný nosník a nosník s hltičom vibrácií. Výsledkom experimentálnych meraní boli závislosti amplitúdy priečného zrýchlenia na budiacej frekvencii v mieste pripevneného hltiča. Z výsledkov jasne vyplýva, že vďaka dynamickému hltiču významne poklesla amplitúda kmitania votknutého nosníka na jeho prvej vlastnej frekvencii. Pokles amplitúdy bol zaznamenaný aj na ďalších frekvenciách.

Design and dynamic response analysis of rail with constrained damped dynamic vibration absorber [19]

Článok z roku 2011 sa zaoberá posúdením vplyvu tlmeného dynamického hltiča vibrácií na zníženie hluku a vibrácií koľajníc. Navrhovaný dynamický hltič tvoria dve spojené dosky – gumová a oceľová. Analyzované boli varianty s jednou a tromi vrstvami dosiek. Vplyv hltiča na vibrácie koľajníc bol posúdený pomocou tranzientnej analýzy metódou konečných prvkov. Koľajnice boli modelované priestorovo s pružným upnutím k základu. Dynamický hltič vibrácií bol aplikovaný na stojiny koľajníc. Aplikované budenie koľajníc zahŕňalo vplyv nepravidelnosti podkladu a zaťaženie od kolies vlaku. Výstupom výpočtu boli časové priebehy vertikálnych posuvov a zrýchlení koľajníc pre model bez hltiča a modely s jednovrstvovým, resp. trojvrstvovým hltičom. Výsledky ukazujú výrazné zníženie vibrácií pri použití hltiča. Pri jednovrstvovom hltiči bolo

vypočítané 65 až 68 %-né zníženie výchyliek a zrýchlení a pri trojvrstvovom zníženie o 70 až 72 %.

Development of a dynamic vibration absorber to reduce frame beaming [20]

Článok bol uverejnený v roku 2014. Autor sa zaoberá návrhom pasívneho hltiča vibrácií na kabínu ťahača návesu. Cieľom návrhu bolo potlačenie tzv. „frame beamingu“, ku ktorému dochádza pri vybudení prvej vlastnej ohybovej frekvencie rámu ťahača. Autor v článku opísal viaceré spôsoby a metódy, ktoré už boli použité v snahe potlačiť tento jav. V danej práci bol „frame beaming“ simulovaný pomocou MKP. Výsledky výpočtového modelovania boli verifikované porovnaním s výsledkami merania. Navrhovaný hltič bol na kabínu ťahača aplikovaný v jednom z miest s najväčším priehybom, aby bol pokles vibrácií čo najefektívnejší. Parametre hltiča boli optimalizované. Výsledky simulácie predpovedali zníženie zrýchlenia vibrácií o 75 %. Výsledky výpočtu boli porovnané s experimentom. Navrhnutý hltič sa skladal z hmoty, prídavného tlmiča a dvoch vzduchových pružín, ktorých tuhosť bola regulovaná pomocou ventilov. Z výsledkov merania na ceste vyplýva, že vibrácie kabíny boli znížené asi o 60 %. Veľmi podstatné je však správne naladenie parametrov hltiča.

On the vibration analysis of power lines with moving dampers [21]

Autori v článku pojednávajú o možnosti vylepšenia súčasného riešenia tlmenia vibrácií u elektrického vedenia vznikajúcich vplyvom prúdenia vzduchu. Súčasný tzv. Stockbridgeov tlmič je formou dynamického hltiča vibrácií. Navrhovaný hltič autori modelujú ako sústavu hmoty, tuhosti a tlmiča upnutú na vodič elektrického prúdu. Sústava hltiča sa zároveň môže pohybovať pozdĺž vedenia. Vodič je modelovaný ako prút, pričom sa ňo uvažuje predopnutie a budenie vetrom. Pre tento model boli odvodené rovnice na základe Hamiltonovho princípu a boli riešené numericky v programe MATLAB. Výsledky analýzy boli porovnané s výsledkami z literatúry. Z výsledkov vyplýva, že rýchlosť pohybu hltiča v pozdĺžnom smere vedenia ovplyvňuje vibrácie elektrického vedenia. V porovnaní s klasickým fixovaným hltičom vibrácií je pohybujúci sa hltič účinnejší v potlačení vibrácií širšieho rozsahu frekvencií, pričom účinnosť je možné ďalej zvýšiť pridaním druhého pohybujúceho sa hltiča.

Dynamic vibration absorbers used for increasing the noise transmission loss of aircraft panels [22]

Autori článku sa venujú návrhu dynamického hltiča vibrácií so zámerom zvýšenia nepriezvučnosti panelu trupu lietadla. Za týmto účelom bol vytvorený model štatistickej energetickej analýzy (SEA) panelu, pomocou ktorého sa určí nepriezvučnosť. Ďalej bola odvodená funkcia odozvy kmitania modelu panelu s hltičom vibrácií. Výsledky výpočtového modelovania boli porovnané s experimentálnym meraním realizovaným na reálnom paneli s aplikovaným hltičom. Z oboch vyplýva, že hltič vibrácií môže prispieť k zvýšeniu nepriezvučnosti panelu trupu lietadla na určitých frekvenciách.

Vibration reduction in vertical washing machine using a rotating dynamic absorber [23]

V článku z roku 2015 sa autori venujú návrhu rotujúceho dynamického hltiča vibrácií pre konkrétnu vertikálnu práčku. Cieľom práce bolo zníženie priečných vibrácií vznikajúcich z dôvodu nerovnomerného rozloženia hmoty pri praní v práčke. V prvom kroku bolo realizované experimentálne meranie rotujúceho bubna s nevývahou bez hltiča vibrácií. Potom boli odvodené pohybové rovnice pre sústavu motor-nádrž-bubon a samotný rotujúci hltič a následne pre sústavu práčky s aplikovaným hltičom. Hltič vibrácií bol modelovaný ako štíhly prút. Vypočítané orbity sústavy práčky boli porovnané s výsledkami merania. V ďalšom kroku bol naladený dynamický hltič vibrácií na prvú vlastnú frekvenciu sústavy práčky a pre sústavu práčka-hltič bol prevedený výpočet aj meranie. Z oboch vyplýva, že pri použití hltiča dochádza k zníženiu bočných vibrácií bubna práčky. Autori v závere konštatujú, že pre prípadné komerčné použitie musí dôjsť k dokonalejšiemu návrhu parametrov hltiča.

The impact of passive tuned mass dampers and wind-wave misalignment on offshore wind turbine loads [24]

Obsahom článku je výskum možnosti použitia pasívneho dynamického hltiča vibrácií u pobrežných veterných turbín, ktoré sú zaťažené silou vetra a morských vln. V úvode autori zhrnuli doterajší výskum a riešenia na poli zníženia vibrácií a namáhania u veterných turbín vrátane dynamického hltiča vibrácií. Ako uvádzajú, boli prví, ktorí sa pokúsili riešiť aplikáciu pasívneho hltiča pri uvažovaní premenlivého zaťaženia vetrom. Za týmto účelom bol vytvorený výpočtový model a určené optimálne parametre hltiča. Aplikované zaťaženie bolo odvodené z dát získaných od organizácie NOAA. Z výsledkov simulácií vyplýva, že bočné namáhanie veže turbíny je možné vďaka použitiu hltiča vibrácií znížiť o viac ako 40 %. V závere autori konštatujú, že použitie pasívneho hltiča vibrácií u veterných turbín je efektívnym riešením.

Design and implementation of tuned viscoelastic dampers for vibration control in milling [25]

Cieľom výskumu, ktorý je opísaný v tomto článku, bol návrh a použitie viskoelastického dynamického hltiča vibrácií na potlačenie vibrácií pri frézovaní, pričom hltič bol aplikovaný na obrobok. Hltič bol tvorený hmotou a tlmiacim viskoelastickým polymérom. Návrh zahŕňal vytvorenie analytického výpočtového modelu tvoreného obrobkom s upínacou sústavou frézky a v ďalšom kroku hltičom vibrácií. Návrh parametrov hltiča bol realizovaný pomocou výpočtového modelu a výsledkov experimentálnej modálnej analýzy. Hltič bol naladený na frekvenciu, ktorá bola najnáchylnejšia k vybudeniu. Výsledky experimentálnej modálnej analýzy ukázali zníženie amplitúdy zrýchlenia pre danú frekvenciu o 20 dB. Použitie navrhnutého hltiča bolo overené reálnym testom pri rôznych parametroch obrábania. Merania boli realizované s rôznym počtom a umiestnením hltičov. Výsledky testov ukázali zníženie vibrácií až do 98 % v okolí frekvencie, na ktorú bol hltič naladený, a do 53 % na ostatných frekvenciách. Zároveň autori tvrdia, že optimálne parametre hltiča nie sú závislé na parametroch obrábania.

Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter [26]

V článku sa autori zaoberajú návrhom viacnásobného dynamického hltiča vibrácií na zamedzenie chvenia, ktoré vzniká medzi nástrojom a obrobkom pri trieskovom obrábaní. Analyzované boli varianty s jedným aj viacerými hltičmi, ktoré boli nahradené zjednodušeným modelom. Hmotnosť hltičov bola rovnaká a boli naladené na jednu vlastnú frekvenciu sústavy nástroja. Optimálne parametre hltičov boli získané pomocou numerickej minimax optimalizácie, pričom bolo hľadané minimum zápornej reálnej časti frekvenčnej funkcie odozvy. Výsledky výpočtov boli overené experimentálnym meraním, pri ktorom boli hltiče aplikované na držiak nástroja CNC sústruhu. Z výsledkov vyplýva, že použitie troch hltičov namiesto jedného je efektívnejšie z hľadiska zníženia chvenia. Avšak správne naladenie parametrov viacerých hltičov je oveľa citlivejšie než v prípade jedného hltiča.

Performance of distributed multiple viscoelastic tuned mass dampers for floor vibration applications [27]

Predmetom článku je návrh dynamického hltiča vibrácií slúžiaceho na potlačenie vibrácií vznikajúcich v podlahe budovy v dôsledku ľudskej činnosti. Autori navrhli viskoelastický dynamický hltič vibrácií, ktorý tvorí niekoľko sendvičových prútov pozostávajúcich z gumy a ocele. Boli odvodené všeobecné rovnice na výpočet odozvy podlahy s hltičom. Ďalej autori popísali priebeh návrhu hltiča pre konkrétnu kanceláriu. Jeho súčasťou bolo meranie vibrácií danej podlahy, vytvorenie výpočtového modelu či určenie optimálnych parametrov. Výsledky výpočtov boli overené experimentálnym meraním. Pri použití navrhovaného hltiča bolo dosiahnuté zníženie vibrácií podlahy minimálne o 40 %.

Research developments in vibration control of structures using passive tuned mass dampers [28]

Autori vytvorili prehľad výskumu a využitia pasívneho dynamického tlmiča vibrácií v oblasti stavieb. V tejto oblasti je hltič vibrácií využívaný hlavne na potlačenie vibrácií spôsobených účinkami vetra a seizmickej činnosti. Prehľad začína opisom jednoduchého hltiča vibrácií umiestneného na sústave s jedným stupňom voľnosti, pričom je opísaný jeho postupný výskum a vývoj a zoznam významných budov, na ktorých bol použitý. Autori pokračujú s opisom viacnásobného hltiča vibrácií, jeho vývojom a porovnaním s jednoduchým hltičom. Ďalej je opísaný napríklad vývoj distribuovaného viacnásobného hltiča, hltiča v torzne uložených sústavách alebo stavbách s neurčitými parametrami, nelineárne analýzy stavieb s hltičom a využitie hltiča u mostov. Súčasťou článku je široký prehľad literatúry týkajúcej sa danej problematiky.

4 SIMULAČNÁ ANALÝZA VIBRÁCIÍ TURBODÚCHADLA

Ako už bolo spomenuté v kapitole 1, riešením naformulovaného problému je posúdenie možnosti použitia pasívneho hltiča vibrácií na zníženie vibrácií komponentu turbodúchadla. V prvom kroku je však potrebné vytvoriť výpočtový model samotného turbodúchadla a realizovať jeho modálnu a frekvenčnú analýzu. V kapitole 1 bola ďalej vybraná metóda riešenia a zároveň aj vhodný softvér, teda MKP a program ANSYS.

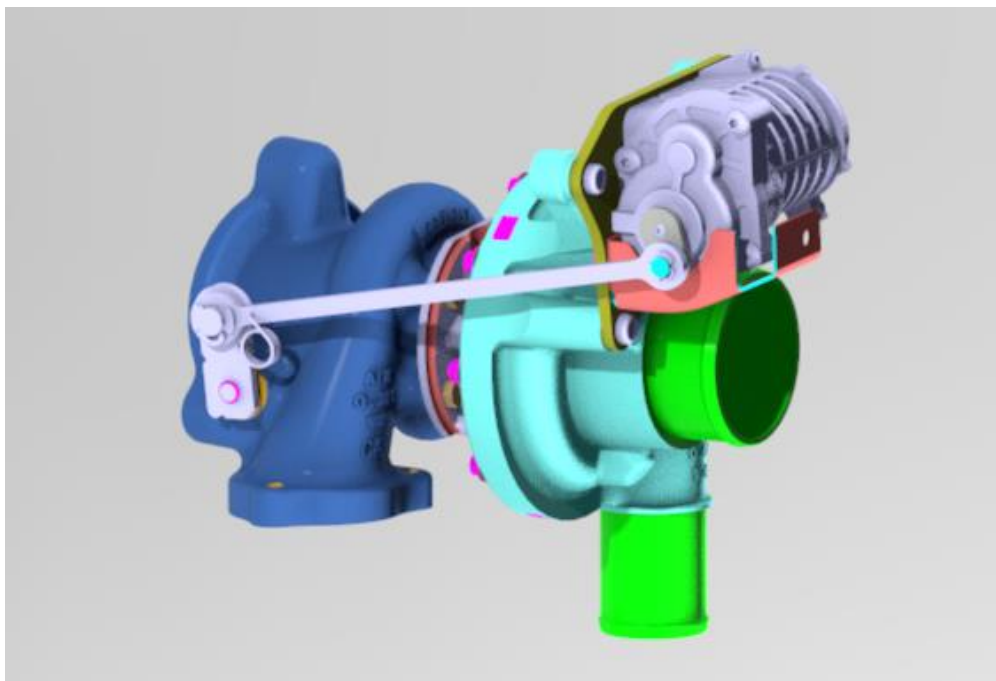
Predmetom analýzy bolo jednoduché turbodúchadlo navrhnuté firmou Garrett - Advancing Motion. Z hľadiska vibrácií bola objektom záujmu konzola pre aktuátor.

4.1 Výpočtový model turbodúchadla

Prvou fázou práce bolo vytvorenie vhodného výpočtového modelu turbodúchadla. Výpočtový model bol vytvorený pomocou nástrojov programu ANSYS Workbench 19.2.

4.1.1 Model geometrie

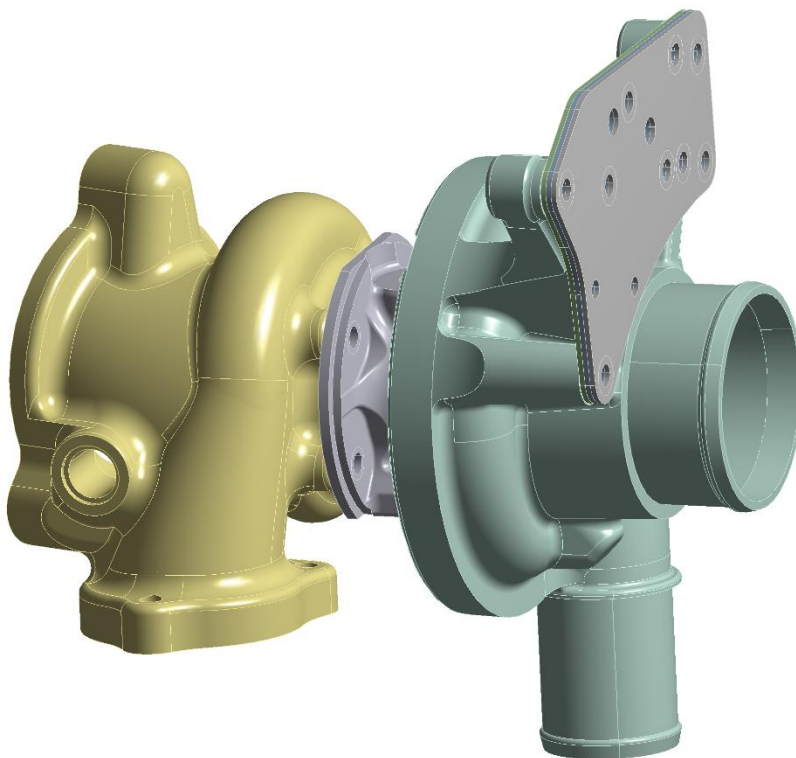
Pri tvorbe výpočtového modelu sa vychádzalo z geometrického modelu, ktorý bol dodaný firmou Garrett formou CAD modelu vo formáte STEP. Tento model obsahoval sústavu skríň turbodúchadla, ložiskovú časť, elektrický aktuátor a mechanizmus obtokovej klapky. Rotorová sústava nebola súčasťou modelu. Celý geometrický model je zobrazený na obr. 4.1.



Obr. 4.1 Geometrický model analyzovaného turbodúchadla

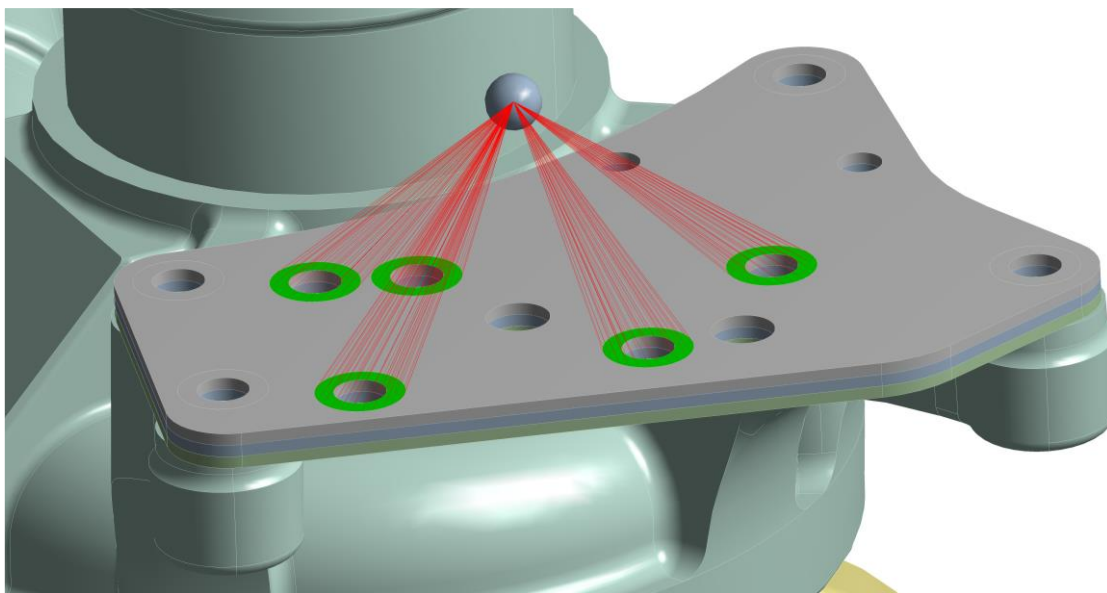
Z CAD modelu boli odstránené všetky malé súčiastky, ako skrutky, časti mechanizmu obtokového ventilu, ďalej napr. tepelný štít a elektrický aktuátor. Geometria

výpočtového modelu nakoniec pozostávala zo štyroch častí: skrine turbíny, ložiskového telesa, skrine kompresoru a konzoly pre aktuátor. Tieto časti boli ešte upravené z dôvodu jednoduchšej tvorby konečnoprvkovej siete. Pomocou ANSYS DesignModeler boli odstránené niektoré malé plochy, ako skosenia a zaoblenia hrán alebo 3D popisy. Pomocou virtuálnej topológie v ANSYS Mechanical boli zlúčené niektoré plochy za účelom vytvorenia rovnomernejšej siete. Upravený model geometrie je na obr. 4.2.



Obr. 4.2 Model geometrie turbodúchadla

Keďže elektrický aktuátor má nezanedbateľnú hmotnosť, musel byť nejakým spôsobom zahrnutý do výpočtového modelu. Po konzultácii s firmou bol aktuátor nahradený prvkom MASS21, teda hmotným bodom s hmotnosťou a momentmi zotrvačnosti. Tento prvok bol do modelu umiestnený v mieste ťažiska aktuátora a bol spojený s plochami konzoly medzikruhového tvaru v miestach skrutkových spojov. Medzikruhovú plochu vznikli premietnutím vonkajších priemerov hláv skrutiek. Vytvorený zjednodušený model aktuátora je naznačený na obr. 4.3. Bolo použité tuhé spojenie („rigid“), aby nedochádzalo k deformácii jednotlivých medzikruží, teda aby tieto plochy zostali rovinné.



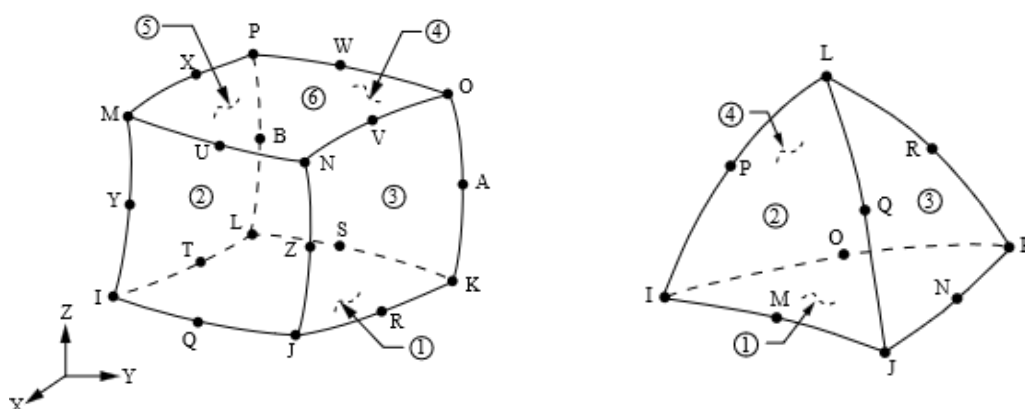
Obr. 4.3 Modelovanie aktuátora

4.1.2 Model materiálu

Každý diel turbodúchadla, ktorý bol zahrnutý do výpočtového modelu, je vyrobený z iného materiálu. Turbínová skriňa je z vysokoteplotnej liatiny, kompresorová skriňa z hliníkovej zliatiny, ložisková skriňa zo sivej liatiny a konzola z ocele. Ako model materiálu bol použitý izotropný lineárne elastický model. Pre každý diel boli definované príslušné hodnoty elastického modulu pružnosti, Poissonovho čísla a hustoty.

4.1.3 Sieť konečných prvkov

Konečnoprvková sieť bola vytvorená z prvkov typu SOLID186 a SOLID187 (obr. 4.4). Ide o kvadratické 3D prvky, pričom SOLID186 má 20 uzlov a SOLID187 10 uzlov a oba majú v každom uzle 3 stupne voľnosti – posuvy v ose x, y a z [29].



Obr. 4.4 Použité prvky: SOLID186 (vľavo) a SOLID187 (vpravo) [29]

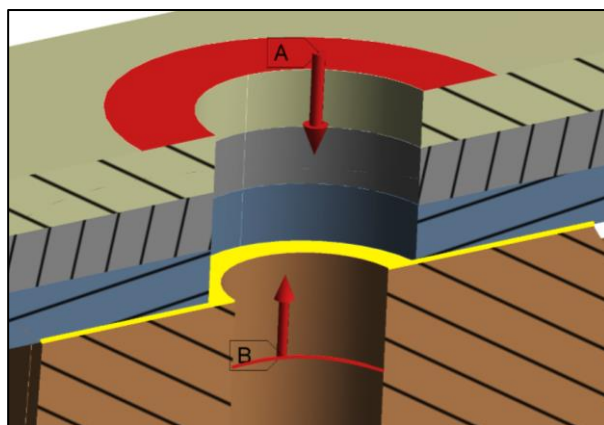
Konečnoprvkové siete sa pre modálnu a harmonickú analýzu líšili, preto budú opísané v príslušných kapitolách.

4.1.4 Modelovanie väzieb

Časti turbodúchadla zahrnuté do výpočtového modelu sú spojené pomocou skrutkových spojov. Zahrnutie geometrie skrutiek zvyšuje počet komponentov v modeli a má vplyv na veľkosť siete výpočtového modelu. Skrutkové spoje je možné modelovať aj bez zahrnutia geometrie skrutiek, ako je uvedené napríklad v článkoch [30] a [31]. Preto bolo vytvorených niekoľko výpočtových modelov, v ktorých boli skrutkové spoje modelované bez zahrnutia geometrie skrutiek. Jednotlivé modely sú opísané v nasledujúcich odstavcoch.

Model 1

Väzby medzi dielmi boli modelované podľa modelu d) v článku [30]. Spoje boli vytvorené pomocou síl aplikovaných v osiach skrutiek. Ich úlohou bolo modelovať predpätie v skrutkovom spoji. Veľkosť aplikovaných síl zodpovedala veľkosti síl predpätia pre skrutky triedy 8.8 podľa katalógu [32]. U každého spoja bola jedna sila zadaná kolmo na plochu prírubovej časti dielu. Tieto plochy geometricky zodpovedali stykovým plochám skrutkových hláv. Oblasti boli vytvorené premietnutím vonkajších kružníc stykových plôch hláv skrutiek na plochy prírubových častí. Druhá rovnako veľká sila opačného smeru bola aplikovaná na kružnicu v diere dielu, do ktorého bola skrutka zaskrutkovaná. Kružnica sa nachádzala vo vzdialenosti zodpovedajúcej účinnej zvernej dĺžke skrutkového spoja od povrchu príruby podľa Shigleyho [33]. Na stykové plochy spájaných dielov boli aplikované kontakty s trením. Hodnota súčiniteľa trenia bola zvolená 0,2 podľa [34]. Vytvorenie spoja je naznačené na obr. 4.5. Červenou farbou sú označené entity, na ktoré boli aplikované sily rovnakej veľkosti, a žltou plochy, na ktoré bol aplikovaný kontakt s trením.

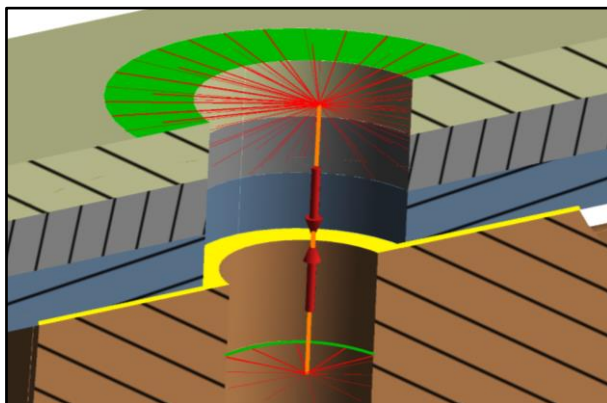


Obr. 4.5 Väzba medzi dielmi u modelu 1

Model 2

Model spojenia bol vytvorený podľa modelu b) v článku [30]. Bol využitý rovnaký model geometrie s rovnakými úpravami ako v modeli 1. Skrutkový spoj bol modelovaný pomocou prútového prvku BEAM188. Tento typ spoja je implementovaný v ANSYS Mechanical. Dĺžka prútu bola určená z účinnej dĺžky skrutkového spoja podľa

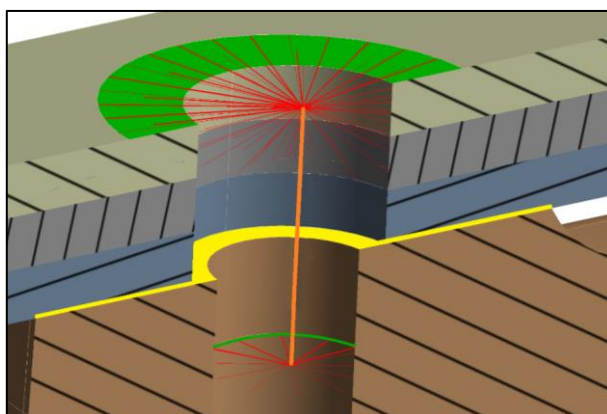
Shigleyho [33]. Jeden koniec prútu bol spojený s medzikruhovou plochou na prírubovej časti a druhý s kružnicou v diere druhého telesa. Na prútové prvky bolo navyše aplikované predpätie s rovnakými veľkosťami ako v predošlom modeli. Na stykové plochy spájaných dielov boli opäť zavedené kontakty s trením s rovnakými súčiniteľmi trenia ako v modeli 1. Spoj tohto modelu je zobrazený na obr. 4.6. Oranžovou farbou je znázornený prút, zelenou entity, na ktoré boli jednotlivé konce prútu pripojené červenou farbou znázornenými väzbami. Žltou je naznačená plocha s aplikovaným kontaktom s trením.



Obr. 4.6 Väzba medzi dielmi u modelu 2

Model 3

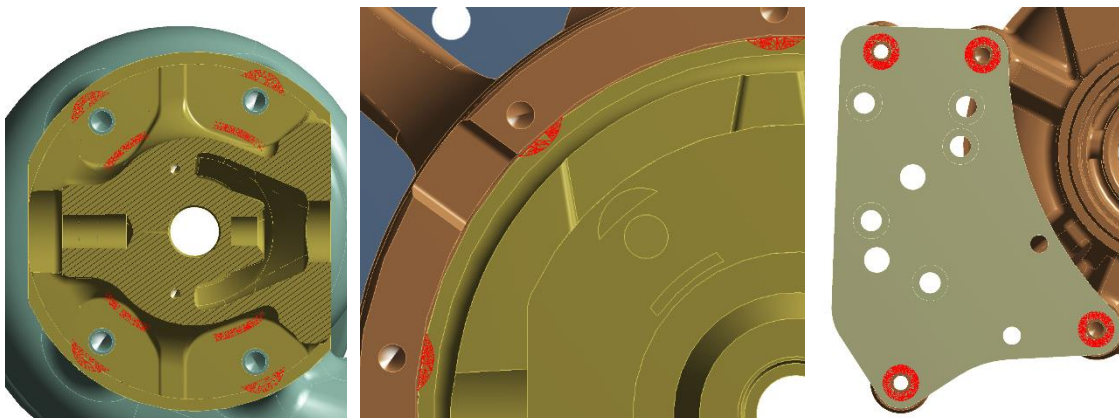
Väzby v modeli č. 3 boli vytvorené podobne ako v modeli 2 s využitím prútových prvkov. Nebolo však uvažované predopnutie prútov a namiesto nelineárneho kontaktu s trením bol na spojenie stykových plôch jednotlivých dielov využitý lineárny kontakt „no separation“. Tento kontakt zamedzuje vzájomnému oddeleniu jednotlivých plôch v normálovom smere [35].



Obr. 4.7 Väzba medzi dielmi u modelu 3

Model 4

Model č. 4 bol vytvorený na základe konzultácie s firmou a článku [31]. V tomto modeli boli využité „bonded“ kontakty. Pri tomto type kontaktu nedochádza k vzájomnému oddeleniu ani sklzu jednotlivých plôch a ani k zmene kontaktnej oblasti počas výpočtu, takže plochy sú prakticky zlepené [35]. Aplikované však boli len na stykové plochy dielov v bezprostrednom okolí skrutkových spojov. Veľkosť plôch kontaktov súvisela s veľkosťou stykových plôch hláv skrutiek. Kontakty medzi dielmi sú zobrazené na obr. 4.8. Červenou farbou sú naznačené kontaktné plochy.



Obr. 4.8 Vázby medzi dielmi u modelu 4

Model 5

Vázby modelu 5 boli vytvorené identicky ako v modeli 4, s tým rozdielom, že na stýkajúce sa časti plôch, ktoré boli v modeli 4 ponechané voľné bez predpisania kontaktov, boli aplikované kontakty „no separation“.

Model 6

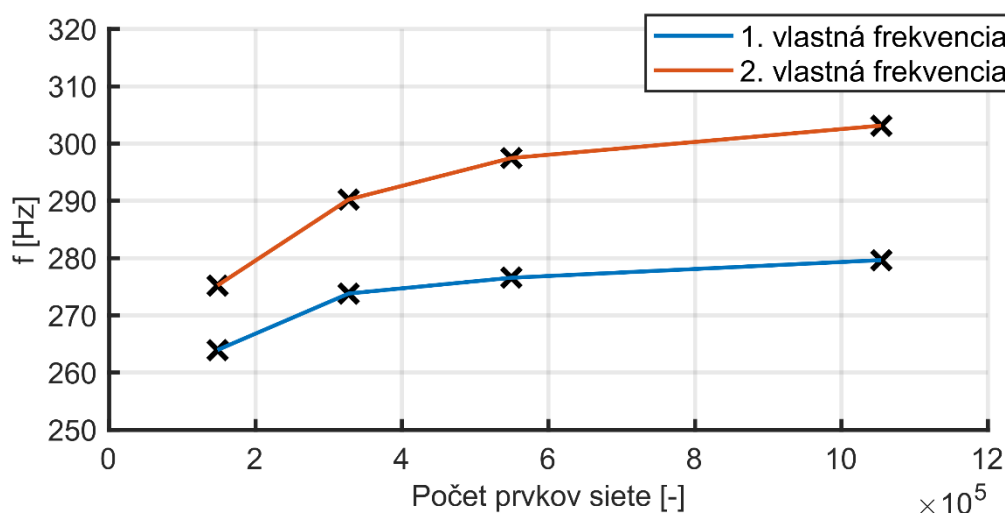
Model 6 bol vytvorený najjednoduchším spôsobom. Stýkajúce sa plochy jednotlivých komponentov boli spojené pomocou „bonded“ kontaktov.

4.2 Modálna analýza

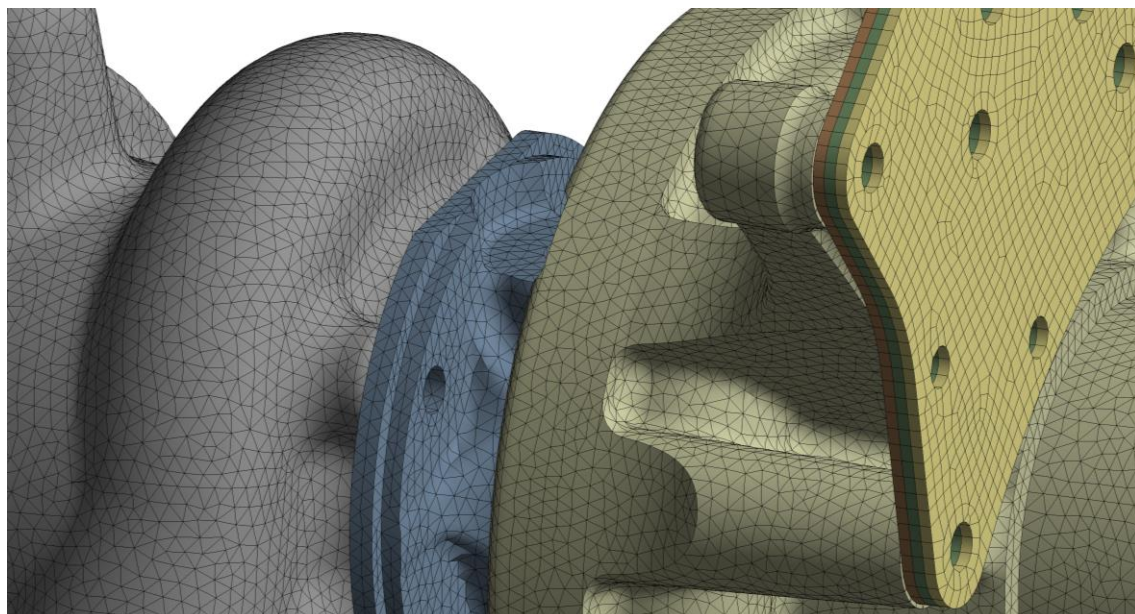
Účelom realizácie modálnej analýzy bolo vypočítanie vlastných frekvencií a vlastných tvarov satorovej sústavy turbodúchadla. Modálna analýza bola realizovaná pre každý model opísaný v predošlej kapitole.

4.2.1 Sieť konečných prvkov

Veľkosť prvkov siete pre modálnu analýzu bola zadaná globálnym nastavením a bola určená pomocou citlivostnej analýzy. Pri citlivostnej analýze bolo postupne prevedených niekoľko modálnych analýz pre výpočtový model 1 opísaný v kapitole 4.1.4. Bolo vytvorených niekoľko konečnoprvkových sietí s rôznou globálnou veľkosťou prvkov. V oblasti kontaktných plôch s kontaktnými prvkami bola sieť o niečo jemnejšia oproti globálnej veľkosti. Konzola pre aktuátor bola rozdelená na tri časti tak, aby boli pri sieťovaní vytvorené 3 prvky po jej hrúbke, dominantne šesťsteny. Pri citlivostnej analýze bola skúmaná závislosť hodnôt prvej a druhej vlastnej frekvencie na počte prvkov siete. Z výsledkov bol zostavený graf na obr. 4.9. Na základe výsledkov citlivostnej analýzy bola zvolená sieť, u ktorej už ďalším zjemňovaním nedochádzalo k výraznej zmene hodnôt prvých dvoch vlastných frekvencií. Pre modálnu analýzu bola zvolená sieť pozostávajúca z približne 550000 prvkov a 1055000 uzlov, čomu zodpovedá globálna veľkosť prvkov 2,5 mm. Pri ďalšom zjemnení o 0,5 mm došlo takmer k zdvojnásobeniu počtu prvkov, ale hodnota 1. vlastnej frekvencie narástla približne len o 1 % a hodnota 2. vlastnej frekvencie približne o 2 %. Tieto rozdiely boli z hľadiska nárastu veľkosti riešenej úlohy považované za prijateľné. Detail konečnoprvkovej siete je zobrazený na obr. 4.10.



Obr. 4.9 Závislosť 1. a 2. vlastnej frekvencie modelu č. 1 na počte prvkov siete

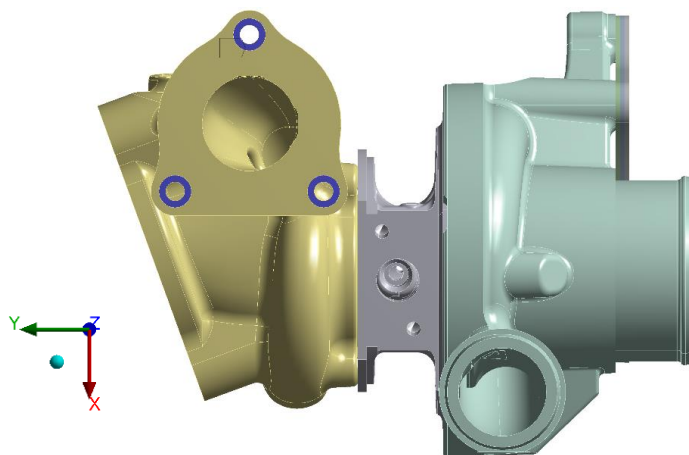


Obr. 4.10 Sieť konečných prvkov pre modálnu analýzu

4.2.2 Okrajové podmienky

Pred prevedením modálnych analýz boli zadane okrajové podmienky. Okrajové podmienky mali modelovať skrutkové spojenie turbínovej skrine turbodúchadla s potrubím vedúcim spaliny zo spaľovacieho motora. Ostatné spoje turbodúchadla k ďalším entitám, ktoré boli opísané v kapitole 1.4, boli zanedbané z dôvodu konfigurácie pri prípadnom experimentálnom meraní a neurčitosti niektorých parametrov.

Na základe konzultácie s firmou bola väzba k vedeniu spalín modelovaná votknutím, teda zamedzením všetkých posuvov v uzloch, plôch v okolí dier pre skrutky. Tieto oblasti boli definované vonkajšími priermi hláv skrutiek podobne ako väzby medzi dielmi u modelu 4. Plochy, na ktoré boli okrajové podmienky zadane, sú vyznačené tmavomodrou farbou na obr. 4.11.



Obr. 4.11 Plochy so zadanými okrajovými podmienkami pri modálnej analýze

4.2.3 Výpočet

U modelov č. 1 a 2 boli väzby modelované pomocou silového zaťaženia. Preto u nich musela byť prevedená predopnutá (pre-stress) modálna analýza. To znamená, že pred samotnou modálnou analýzou bola realizovaná statická štruktúrna analýza. Keďže u daných modelov sú definované nelineárne kontakty, analýza bola riešená ako nelineárna, teda po krokoch. U kontaktov bola použitá formulácia „Augmented Lagrange“. Pri nastavení analýzy boli zapnuté veľké deformácie. Po statickom výpočte je vstupom do modálnej analýzy matica tuhosti rozšírená o prídavnú maticu tuhosti, ktorá vznikne zahrnutím vzniknutého napätia [15].

U modálnych analýz bola použitá metóda riešenia PCG Lanczos. Vypočítaných bolo prvých 15 vlastných frekvencií. Vlastné tvary boli normované k matici hmotnosti.

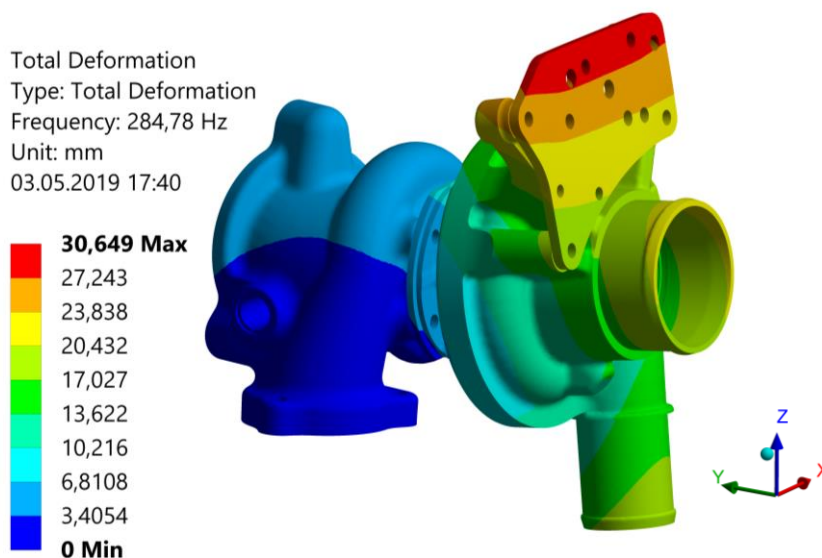
4.2.4 Výsledky a zhodnotenie

Hodnoty prvých piatich vypočítaných vlastných frekvencií sú pre každý výpočtový model uvedené v tab. 4.1.

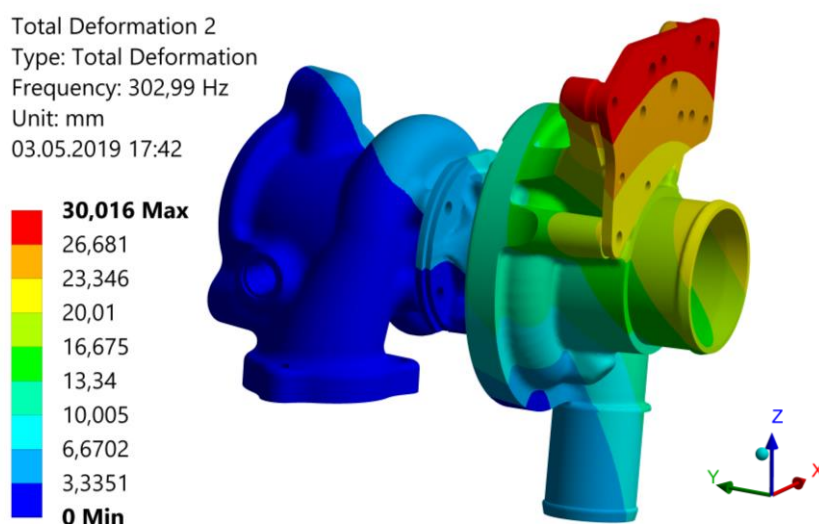
Tab. 4.1 Porovnanie vypočítaných vlastných frekvencií pre jednotlivé výpočtové modely

Tvar	Vlastná frekvencia [Hz]					
	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4	Model 5	Model 6
1	277	283	285	252	294	300
2	298	310	303	295	323	335
3	625	658	614	659	687	710
4	763	797	772	734	854	907
5	932	995	938	1002	1066	1082

Charakter vlastných tvarov sa medzi modelmi zásadne nelíši. Nezanedbateľný rozdiel bol zaznamenaný v oblasti konzoly na štvrtom vlastnom tvare medzi prvými tromi a druhými tromi modelmi. Štvrtý vlastný tvar však z hľadiska ďalších analýz nebol podstatný. Na obr. 4.12 a obr. 4.13 sú zobrazené prvé dva vlastné tvary pre model 3. Vlastné tvary č. 3-5 sú zobrazené v prílohe A (Obrázok A.1-A.3). Na prvom vlastnom tvare model turbodúchadla kmitá ohybovo okolo vstupu turbínovej časti v ose z a na druhom tvare v ose x. Pri treťom tvare sa turbodúchadlo okolo vstupnej príruby krúti. Na štvrtom a piatom vlastnom tvare dochádza k ohybu okolo vstupu v ose y, pričom u piateho kmitá konzola v opačnej fáze.



Obr. 4.12 Prvý vlastný tvar



Obr. 4.13 Druhý vlastný tvar

Z výsledkov modálnych analýz vyplýva, že spôsob modelovania väzieb medzi dielmi turbodúchadla ovplyvňuje výsledné hodnoty vlastných frekvencií. Ďalej z porovnania výsledkov vyplýva, že u prvých štyroch modelov je rozdiel medzi hodnotami druhej vlastnej frekvencie v prijateľných medziach. Avšak u modelu č. 4 je výrazný rozdiel v hodnote prvej vlastnej frekvencie v porovnaní s prvými tromi. Modely väzieb č. 5 a 6 majú všetky hodnoty prvých piatich frekvencií vyššie než prvé štyri. Z toho vyplýva, že použitie modelov väzieb č. 5 a 6 sa ukazuje ako nevhodné, pretože tieto modely sú v porovnaní s prvými štyrmi príliš tuhé. Výpočtový model, ktorý sa najbližšie blíži realite, by bolo vhodné vybrať na základe výsledkov experimentálneho merania. Jeho výsledky však neboli k dispozícii. Vplyv na výsledky majú taktiež okrajové podmienky. Vhodnosť použitia daných okrajových podmienok je nutné takisto overiť experimentálnym meraním.

Keďže výsledky experimentálnej modálnej analýzy neboli k dispozícii, ako referenčné boli vybrané výsledky modálnych analýz výpočtových modelov č. 1 a 2, u ktorých bol zahrnutý vplyv predopnutia a nelineárnych kontaktov. Pre ďalšie analýzy boli podstatné hodnoty prvých dvoch vlastných frekvencií (viď frekvenčný rozsah v podkapitole 4.3.2). Hodnoty prvých dvoch vlastných frekvencií sa medzi prvým a druhým modelom líšili približne o 2, resp. 4 %. Snahou bolo vyhnúť sa v ďalších výpočtoch realizovaniu predopnutých analýz, teda vybrať model väzieb s lineárnymi kontaktmi a bez silového zaťaženia. Na základe vypočítaných hodnôt prvých dvoch vlastných frekvencií modelov č. 1 a 2 bol preto pre ďalšie analýzy zvolený model č. 3. Tento model sa z modelov s lineárnymi väzbami najbližšie približuje daným vypočítaným hodnotám referenčných modelov. Jeho prvá vlastná frekvencia sa líšila približne o 3, resp. 0,7 % a druhá vlastná frekvencia približne o 1,7, resp. 2,3 % od hodnôt referenčných modelov.

4.3 Harmonická analýza

Pre frekvenčnú analýzu bol na základe výsledkov modálnej analýzy použitý model väzieb s prútovými prvkami a lineárnymi kontaktmi „no separation“ na stykových plochách dielov (viď model 3 v kapitole 4.1.4).

4.3.1 Sieť konečných prvkov

Sieť konečných prvkov pre modálnu analýzu bola vytvorená s ohľadom na model, u ktorého bola pred samotnou modálnou analýzou prevedená nelineárna statická analýza. Keďže pre harmonickú analýzu bol vybraný výpočtový model, u ktorého boli väzby vytvorené pomocou lineárnych kontaktov a bez silového zaťaženia, bolo predpokladané, že sieť u tohto modelu nemusí byť tak jemná ako sieť použitá pre predopnuté modálne analýzy. S ohľadom na predpoklad realizovania viacerých výpočtov, bola prevedená ďalšia citlivostná analýza konečnoprvkovej siete pre výpočtový model č. 3. Cieľom bolo znížiť počet konečných prvkov modelu pri zachovaní určitej presnosti riešenia. Bola skúmaná závislosť maximálnej amplitúdy zrýchlenia odozvy v ose x (viď podkapitola 4.3.2) v rezonančnej oblasti na počte prvkov siete. Porovnanie je uvedené v tab. 4.2.

Tab. 4.2 Porovnanie maximálnej amplitúdy odozvy zrýchlenia v ose x pre rôzne hrubé konečnoprvkové siete

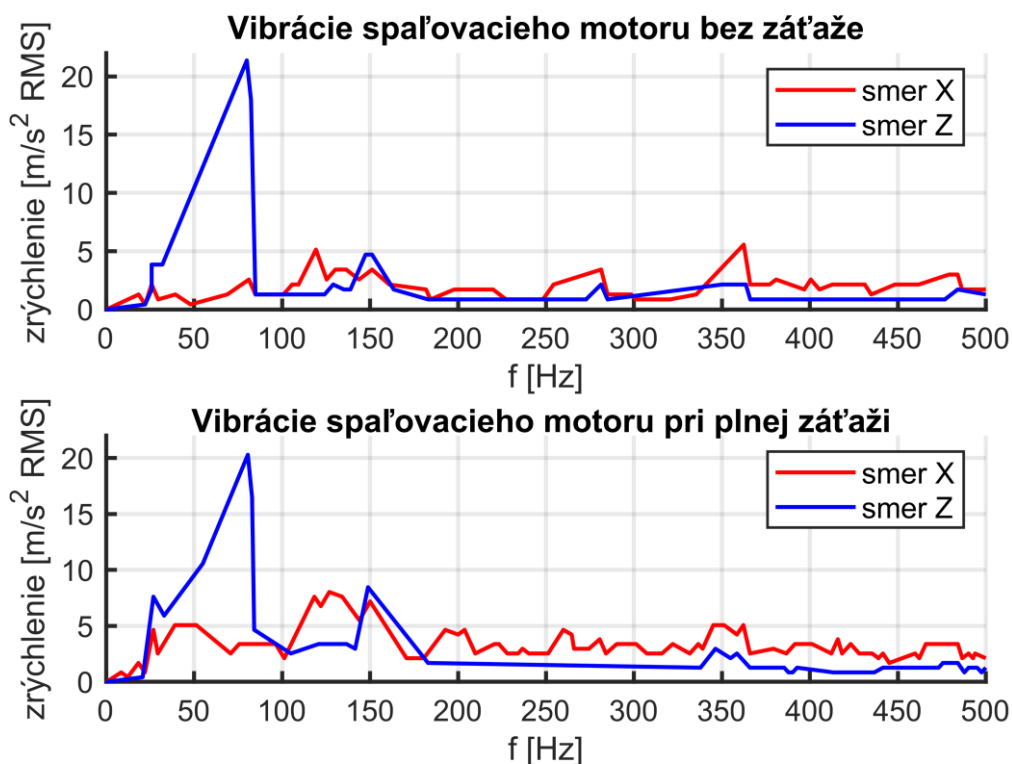
Počet prvkov siete	Max. amplitúda zrýchlenia [m/s^2]
546 652	103,5
326 634	100,3
147 039	93,1

Na základe citlivostnej analýzy bola pre frekvenčnú analýzu zvolená sieť so 147039 prvkami a 251234 uzlami. Pri viac ako trojnásobnom počte prvkov siete dochádza k navýšeniu maximálnej amplitúdy zrýchlenia v smere x o približne 10 %, čo bolo považované za prijateľnú odchýlku. Sieť konečných prvkov je možné vidieť na obr. 4.15 v ďalšej podkapitole.

4.3.2 Okrajové podmienky a výpočet

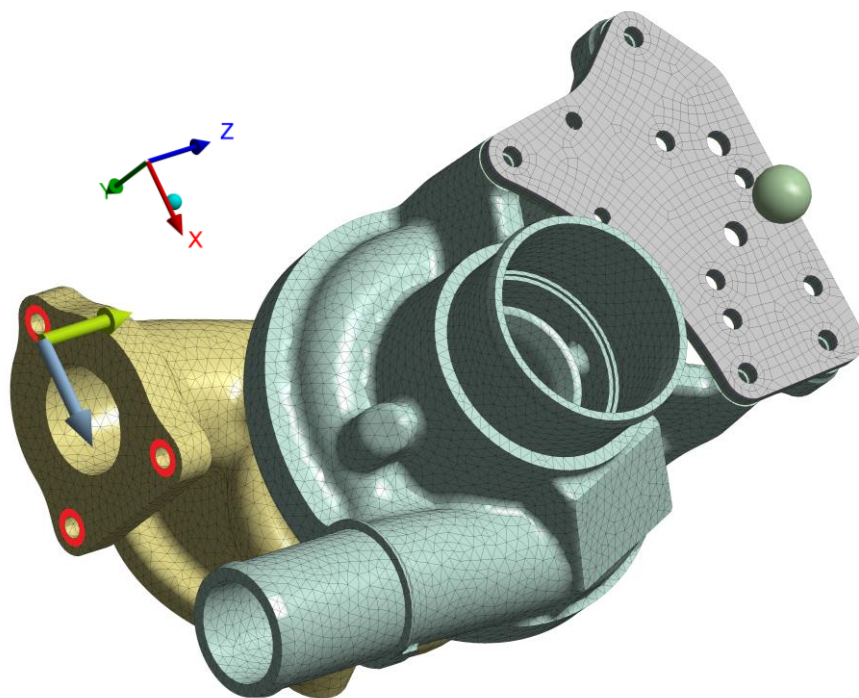
Ako už bolo spomenuté v kapitole 1.4, na turbodúchadlo pôsobí viacero vonkajších vplyvov, ktoré sú príčinou vzniku vibrácií. Najvýznamnejším budičom satorovej sústavy turbodúchadla je spaľovací motor. K prenosu vibrácií na turbodúchadlo dochádza cez spoj medzi potrubím odvádzajúcim spaliny z motora a turbínovou časťou turbodúchadla. Kvôli vysokej teplote však nie je možné vibrácie merať priamo na vstupe turbínovej časti. Preto boli ako vstup do frekvenčnej analýzy použité firmou poskytnuté vibrácie namerané na vonkajšej časti hlavy valcov motora. Ostatné vplyvy neboli uvažované.

Namerané dáta boli k dispozícii v podobe efektívnych hodnôt (RMS) zrýchlení v dvoch smeroch vo frekvenčnom pásme 0 až 500 Hz. Zrýchlenia boli merané v určitom rozsahu otáčok spaľovacieho motora bez záťaže a so záťažou. Namerané hodnoty vyjadrujú maximálne RMS hodnoty zrýchlení zaznamenané na jednotlivých frekvenciách počas celého priebehu merania. Priebehy maximálnych zrýchlení vo frekvenčnom pásme použité ako budenie sú pre obe situácie zobrazené v grafoch na obr. 4.14.



Obr. 4.14 Priebehy zrýchlení vibrácií na bloku spaľovacieho motora použité ako budenie

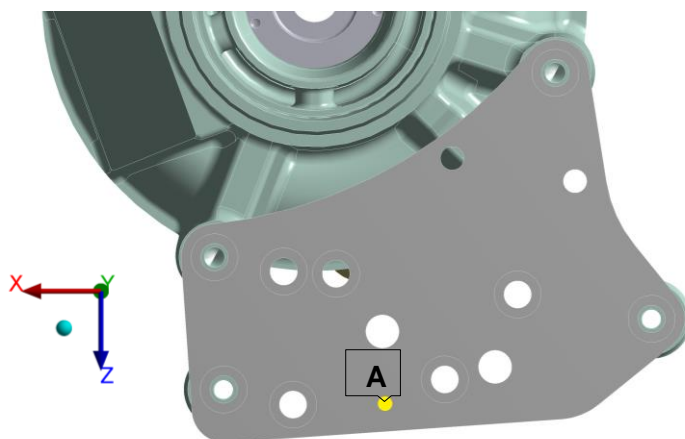
Keďže boli k dispozícii priebehy zrýchlenia vo frekvenčnej oblasti, pre analýzu odozvy turbodúchadla na dané budenie bola využitá harmonická analýza. V programe ANSYS je možné odozvu na harmonické budenie základom riešiť viacerými spôsobmi. Bola vybraná metóda modálnej superpozície (opis viď kapitola 3.3.2), ktorá je menej náročná na výpočtový čas a kinematické budenie je možné aplikovať priamo v podobe zrýchlení [13]. Namerané hodnoty zrýchlení boli aplikované v jednotlivých osách na plochy, ktoré boli pri modálnej analýze votknuté (viď červené plochy na obr. 4.15). Budenie v smere z bolo aplikované kolmo na čelo príruby turbínovej skrine a budenie v smere x v priečnom smere. Hodnoty zrýchlení boli zadané tabuľkovo ako amplitúdy zrýchlenia v závislosti na príslušných budiacich frekvenciách na základe hodnôt z grafov na obr. 4.14. Budenie bolo zadané v jednotlivých smeroch s nulovým fázovým posuvom.



Obr. 4.15 Aplikované budenie pri harmonickej analýze

Do výpočtového modelu bolo zadané tlmenie v podobe konštantného pomerného útlmu. Keďže neboli k dispozícii výsledky experimentálneho merania, bola konzervatívne zvolená hodnota pomerného útlmu 0,02 podľa [36].

Uzol konzoly, v ktorom bola zisťovaná odozva je vyznačený žltou farbou na obr. 4.16 spolu so súradnicovým systémom, ktorého osi zodpovedajú smerom budenia. Kontrolný bod je umiestnený zo spodnej strany konzoly tak, aby v ňom bolo možné zistiť odozvu aj experimentálne, keďže na vrchnej strane je umiestnený elektrický aktuátor.

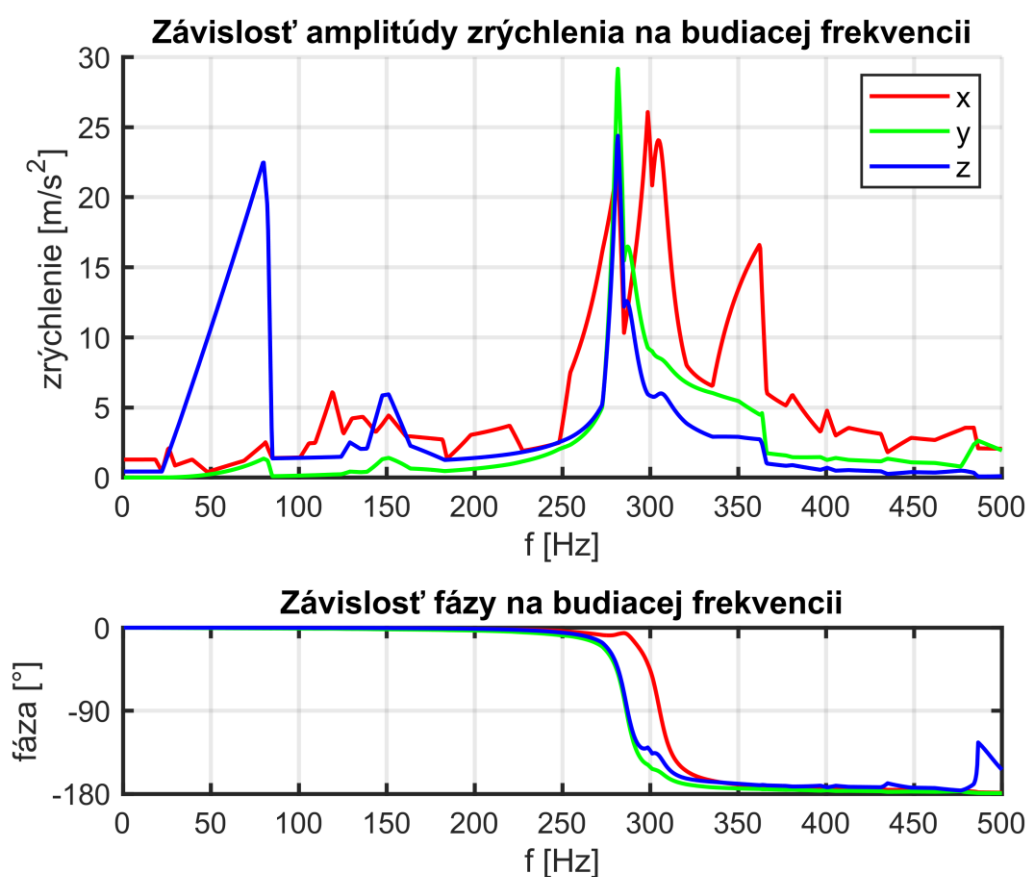


Obr. 4.16 Súradnicový systém konzoly a bod A, v ktorom bola analyzovaná odozva

4.3.3 Výsledky a zhodnotenie

Pomocou harmonickej analýzy bola vypočítaná odozva na harmonické kinematické budenie od spaľovacieho motora bez záťaže a s plnou záťažou v rozsahu 0-500 Hz. Odozva bola vypočítaná v absolútnych hodnotách zrýchlenia, ktoré by bolo možné porovnať s výsledkami prípadného experimentálneho merania.

Na obr. 4.17 je zobrazená vypočítaná závislosť amplitúdy absolútneho zrýchlenia a fázového posuvu v jednotlivých osách na konzole v bode A na budiacej frekvencii pre budenie bez záťaže a na obr. 4.18 pre budenie s plnou záťažou spaľovacieho motora. V tab. 4.3 sú uvedené vypočítané maximá amplitúd zrýchlenia v bode A v jednotlivých smeroch spolu s frekvenciou, na ktorej boli zaznamenané. Ďalej sú v nej uvedené globálne maximá amplitúd celej konzoly. Pre budenie s plnou záťažou sú tieto hodnoty uvedené v tab. 4.4.



Obr. 4.17 Závislosť amplitúdy absolútneho zrýchlenia a fázy odozvy na budiacej frekvencii v bode A pre budenie bez záťaže

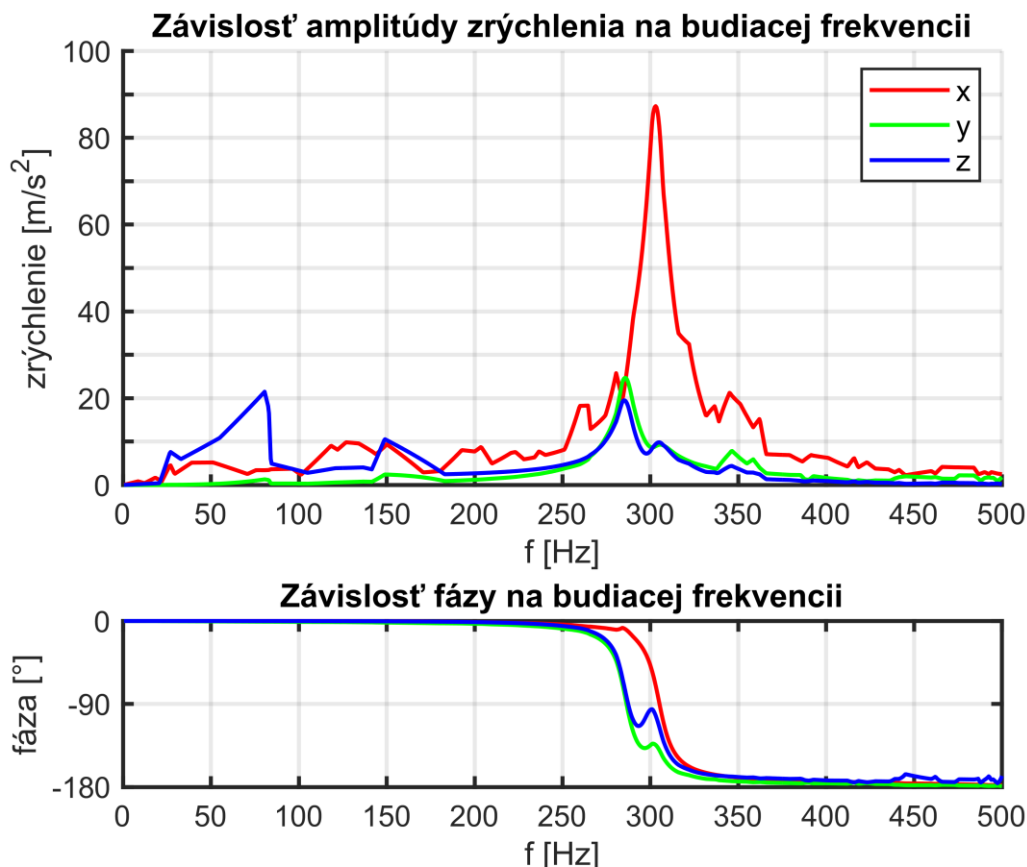
Tab. 4.3 Maximálne hodnoty vypočítaných amplitúd absolútnych zrýchlení na konzole pre budenie bez záťaže

Os	Bod A		Globálne maximum na konzole	
	Max. amplitúda zrýchlenia [m/s ²]	Frekvencia [Hz]	Max. amplitúda zrýchlenia [m/s ²]	Frekvencia [Hz]
x	26,1	298,5	27,8	298,5
y	29,2	281,5	34,8	281,5
z	24,9	281,5	29,3	281,5

Z výsledkov pre budenie bez záťaže vyplýva, že amplitúdy zrýchlení v jednotlivých smeroch dosahujú vrcholov mimo rezonančných frekvencií. Vyplýva to jednak z ostrých vrcholov frekvenčnej odozvy a takisto z fázového posuvu, ktorý nedosahuje predpokladaných -90° na budiacej frekvencii maximálnych hodnôt. Tieto priebehy sú spôsobené charakterom budenia, keďže na budiacich frekvenciách o niečo menších ako sú prvé dve vlastné frekvencie, dosahuje budenie lokálneho maxima a následne dochádza k poklesom amplitúdy budenia natoľko, že odozva na frekvencii lokálneho maxima budenia dosahuje vyššej amplitúdy než na vlastnej frekvencii. Vypočítané hodnoty amplitúd v kontrolnom bode A nedosahujú výrazne odlišných hodnôt než globálne amplitúdy celej konzoly. V prílohe B (Obrázok B.1 až B.3) sú vykreslené priebehy amplitúd zrýchlenia na konzole v jednotlivých smeroch na budiacich frekvenciách, v ktorých vypočítané amplitúdy dosahujú globálneho maxima v jednotlivých smeroch (viď posledný stĺpec tab. 4.3).

Tab. 4.4 Maximálne hodnoty vypočítaných amplitúd absolútnych zrýchlení na konzole pre budenie s plnou záťažou

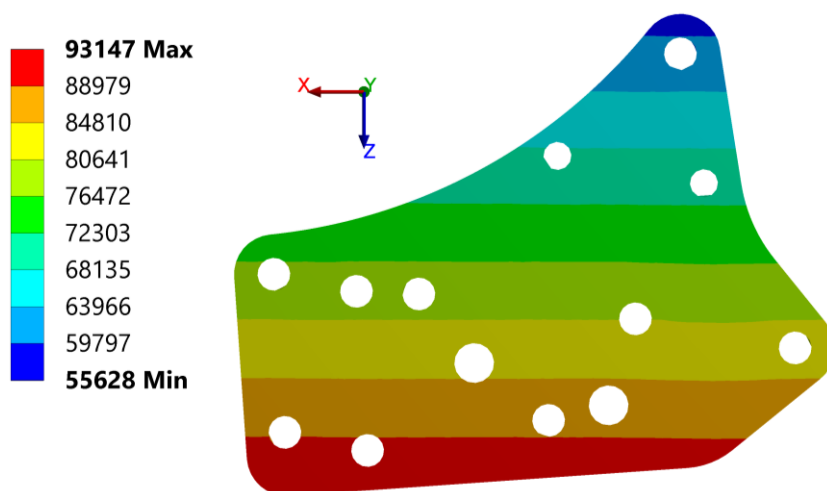
Os	Bod A		Globálne maximum na konzole	
	Max. amplitúda zrýchlenia [m/s ²]	Frekvencia [Hz]	Max. amplitúda zrýchlenia [m/s ²]	Frekvencia [Hz]
x	87,3	303	93,1	303
y	24,7	285,5	35,4	302
z	21,5	80,5	34,4	304,5



Obr. 4.18 Závislosť amplitúdy absolútneho zrýchlenia a fázy odozvy na budiacej frekvencii v bode A pre budenie s plnou záťažou

Z výsledkov pre budenie s plnou záťažou vyplýva, že pri tomto budení nadobúda celková amplitúda frekvenčnej odozvy vyšších hodnôt než pri budení bez záťaže. Najvýraznejší rozdiel je v ose x, kde dochádza k viac než 3-násobnému zvýšeniu globálneho maxima amplitúdy zrýchlenia v ose x (viď porovnanie tab. 4.3 a tab. 4.4). V ostatných smeroch hodnoty maximálnych amplitúd nedosahujú výraznejšieho zvýšenia.

Hodnoty maximálnych amplitúd zrýchlení v osách x a y v bode A pre budenie so záťažou dosahujú vrcholov v blízkosti vlastných frekvencií, ale nie presne v ich hodnotách. Je to opäť spôsobené nekonštantnou amplitúdou budenia vo frekvenčnom pásme. V ose z v bode A nadobúda amplitúda zrýchlenia svojho maxima už na frekvencii 80,5 Hz. Je to spôsobené lokálnym maximom amplitúdy budenia v ose z práve na tejto frekvencii. Na obr. 4.19 je vykreslené pole amplitúd zrýchlenia na konzole v ose x na budiacej frekvencii 303 Hz, na ktorej amplitúda zrýchlenia nadobúda globálneho maxima. V prílohe B (Obrázok B.4 až B.6) sú zobrazené priebehy amplitúd zrýchlenia v ďalších dvoch smeroch, pričom v ose y sú zobrazené na dvoch budiacich frekvenciách, keďže v tomto smere amplitúda dosahuje vrcholov v oblasti dvoch vlastných frekvencií.



Obr. 4.19 Rozloženie maximálnej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose x na budiacej frekvencii 303 Hz

Z porovnania odoziev na dve rôzne budenia vyplýva, že budenie pri plnej záťaži spôsobuje vyššie vibrácie na konzole pre aktuátor. Preto bude v ďalšej kapitole snahou potlačenie vibrácií práve v tejto ose. Z výsledkov vyplýva, že v danom frekvenčnom pásme konzola dominantne kmitá ako tuhé teleso. Výsledky výpočtovej harmonickej analýzy je nutné overiť experimentálnym meraním, keďže vypočítané hodnoty sa môžu výrazne líšiť od reálnych hodnôt. Podľa výsledkov merania by potom bola zvolená vhodná hodnota pomerného útlmu, ktorý má na výsledky významný vplyv. Keďže cieľom práce je skôr kvalitatívne než kvantitatívne posúdenie, porovnanie s výsledkami merania nie je nevyhnutne nutné.

5 VPLYV DYNAMICKÉHO HLTIČA VIBRÁCIÍ

V predošlej kapitole bola vypočítaná odozva modelu turbodúchadla na budenie od spaľovacieho motora. V tejto kapitole je cieľom overenie vplyvu pasívneho dynamického hltiča vibrácií na kmitanie turbodúchadla v oblasti konzoly pre aktuátor. Zámerom nie je praktický návrh hltiča pre daný model turbodúchadla, ale zhodnotenie vhodnosti a efektívnosti jeho použitia u tohto typu zariadenia pomocou výpočtového modelovania. Tento krok zahŕňa vytvorenie zjednodušeného modelu hltiča vibrácií, jeho zahrnutie do modelu turbodúchadla a prevedenie harmonických analýz, ktoré povedú k posúdeniu jeho vplyvu na vibrácie konzoly pre aktuátor turbodúchadla.

5.1 Model pasívneho dynamického hltiča vibrácií

Pasívny dynamický hltič vibrácií bol modelovaný jednoduchým modelom opísaným v kapitole 3.4.2. Model je tvorený hmotným bodom s hmotnosťou, pružinou s tuhosťou a viskóznym tlmičom s tlmením. V programe ANSYS bol hmotný bod modelovaný prvkom MASS21 a pružina s tlmičom prvkom COMBIN14. Použitie tohto MKP modelu bolo pomocou harmonickej analýzy overené na sústave s jedným stupňom voľnosti.

Jednoduchá modelovaná sústava je zobrazená na obr. 3.5. Jedná sa teda o sústavu s dvomi stupňami voľnosti. Oproti sústave na obrázku však bola primárna sústava uvažovaná ako tlmená s pomerným útlmom 0,02. Vlastná frekvencia samostatnej hlavnej sústavy bola 200 Hz. Ako už bolo napísané v kapitole 3.4, dynamický hltič vibrácií by mal byť naladený na frekvenciu blízku vlastnej frekvencii hlavnej sústavy. Preto aj vlastná frekvencia samotného hltiča bola 200 Hz. Hmotnosť primárnej hmoty bola 1 kg a hmotnosť hltiča 0,1 kg. Hmotný bod hlavnej sústavy bol budený harmonickou silou s amplitúdou 100 N. Vypočítaná bola amplitúdová frekvenčná charakteristika pre hltič s hodnotou pomerného útlmu 0,02 a 0,3.

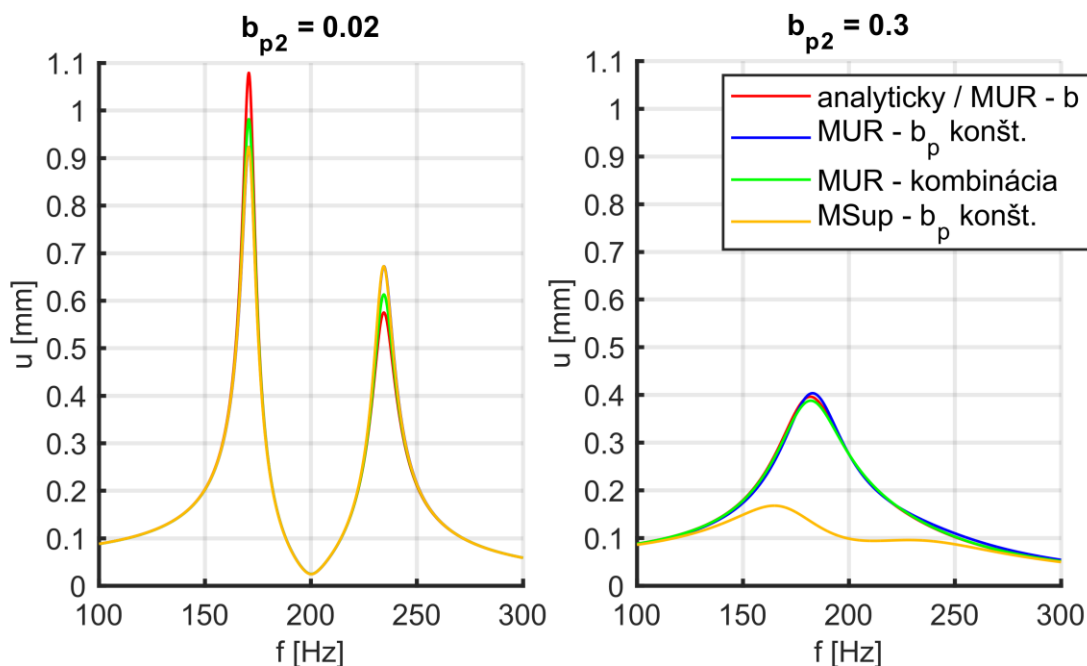
Pre oba prípady bola odozva vypočítaná najprv analyticky pomocou rovníc pre sústavu s dvomi stupňami voľnosti podľa [8]. Hodnoty tlmení b boli pre hodnotu vlastnej frekvencie vypočítané z pomerných útlmov podľa vzťahu (3.12). Numericky bola úloha riešená v programe ANSYS Mechanical APDL pomocou harmonickej analýzy s využitím dvoch metód – modálnej superpozície a metódy úplného riešenia.

U metódy modálnej superpozície (MSup) bolo tlmenie pre obidve dielčie sústavy zadané pomocou konštantného pomerného útlmu definovaného do materiálu sústav, keďže pri tejto metóde nie je možné zadať tlmenie prvku COMBIN14 pomocou reálnej konštanty [13].

Pre metódu úplného riešenia (MUR) bolo realizovaných viacero výpočtov, pri ktorých bolo tlmenie do modelu zadané rôznymi spôsobmi. Ako prvé boli tlmenia zadané pomocou hodnôt tlmení b ako reálnych konštánt pre obidva prvky COMBIN14. Keďže pri harmonickej analýze turbodúchadla bolo tlmenie zadané pomocou konštantného pomerného útlmu, pri druhom výpočte bolo tlmenie zadané týmto parametrom pre každý materiál zvlášť, pričom pre každú podsústavu bol definovaný iný materiál. V treťom prípade bol na primárnu sústavu definovaný konštantný pomerný útlm a pre hltič hodnota tlmenia b ako reálna konštantna prvku COMBIN14.

Vypočítané amplitúdové frekvenčné charakteristiky primárnej hmoty sú pre pomerný útlm hltiča 0,02 a 0,3 zobrazené na obr. 5.1. Tlmenie zadané pomocou reálnej konštanty má označenie b , tlmenie pomocou konštantného útlmu b_p . Výsledky

analytického výpočtu a numerického výpočtu pomocou metódy úplného riešenia s tlmením definovaným pomocou reálnych konštánt boli prakticky totožné.



Obr. 5.1 Porovnanie odozvy primárnej hmoty s hltičom s rôznymi hodnotami pomerného útlmu b_{p2} riešenej rôznymi metódami

Z grafov na obr. 5.1 je zrejmé, že pri nízkej hodnote pomerného útlmu hltiča vypočítaná odozva nezávisí na použitej metóde riešenia. Pri vyšších hodnotách tlmenia však dochádza u výsledkov k značnému rozdielu. Výsledky by boli korektné pri použití metódy modálnej superpozície pre tlmenú modálnu analýzu, pri ktorej medzi výsledkami v porovnaní s metódou úplného riešenia nie je rozdiel. Avšak tlmenú modálnu analýzu nie je možné použiť ako vstup pre harmonickú analýzu s kinematickým budením aplikovaným na plochy riešenú modálnou superpozíciou [13]. Z týchto zistení vyplýva, že pre korektné zachytenie správania hltiča vibrácií s vyšším tlmením je nutné riešiť harmonickú analýzu pomocou metódy úplného riešenia.

Pri porovnaní výsledkov získaných metódou úplného riešenia je vidno, že spôsob zadania tlmenia do modelu má vplyv na amplitúdu výchylky v oblasti rezonancie. Rozdiel bol však pre danú úlohu v prijateľných medziach. Pre analýzu modelu turbodúchadla s aplikovaným hltičom bol vybraný spôsob, pri ktorom bolo tlmenie hlavnej sústavy zadané pomocou konštatného pomerného útlmu a tlmenie hltiča pomocou reálnej konštanty tlmenia, prepočítaného z hodnoty pomerného útlmu pre jeho vlastnú frekvenciu.

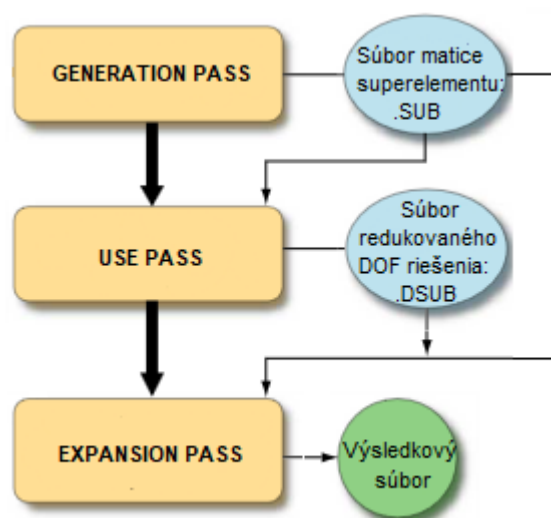
5.2 Redukcia stupňov voľnosti modelu turbodúchadla

Ďalším krokom riešenia bude aplikácia dynamického hltiča vibrácií na model turbodúchadla. Pri analýzach spojených s hltičom vibrácií sa už model samotného turbodúchadla nemení. Dochádza len k aplikácii modelu hltiča v určitých bodoch modelu

konzoly turbodúchadla. Pretože sa očakáva prevedenie väčšieho počtu analýz, pre ušetrenie výpočtového času je preto vhodné redukovať stupne voľnosti modelu turbodúchadla, tzn. zmenšiť veľkosť riešených úloh. Potreba redukcie je o to väčšia u harmonických analýz riešených metódou úplného riešenia.

Program ANSYS využíva pre redukciu stupňov voľnosti v dynamických úlohách modálnu syntézu (Component mode synthesis – CMS). Má na výber z troch metód – metódy pevného rozhrania (fixed-interface), voľného rozhrania (free-interface) a metódy „residual-flexible free-interface“ [37]. Ich použitie súvisí s presnosťou vypočítaných vlastných frekvencií v určitom frekvenčnom rozsahu. Keďže v analyzovanom frekvenčnom rozsahu sa nachádzajú prvé dve vlastné frekvencie turbodúchadla, bola vybraná metóda pevného rozhrania, ktorá je vhodná pre analýzy, u ktorých sú objektom záujmu nízke vlastné frekvencie [37].

Analýza zahrňujúca v sebe redukciu stupňov voľnosti má tri základné fázy: fázu tvorby subštruktúry (Generation pass), fázu zahrnutia zredukovaného superelementu (subštruktúry) do výpočtového modelu (use pass) a fázu rozšírenia riešenia na konečnoprvkovú sieť subštruktúry (Expansion pass) [37]. Schéma tohto postupu je zobrazená na obr. 5.2. Pri tvorbe výpočtového modelu s využitím redukcie stupňov voľnosti bola využitá príručka programu ANSYS [37]. Pri redukcii stupňov voľnosti modelu turbodúchadla bolo vychádzané zo skutočnosti, že primárnym objektom záujmu z hľadiska analýzy vibrácií bola konzola pre aktuátor.



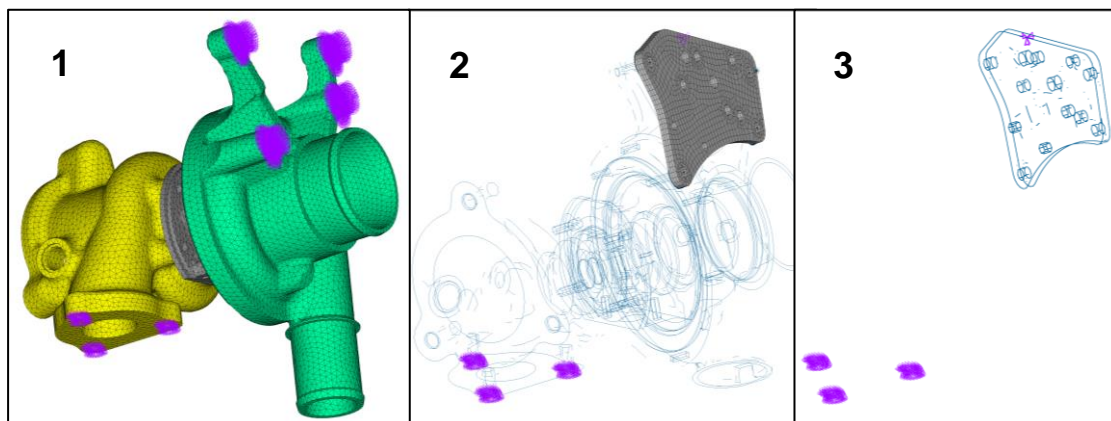
Obr. 5.2 Schéma postupu pri modálnej syntéze v programe ANSYS [37]

Vytvorený výpočtový model, na ktorom boli prevedené harmonické analýzy opísané v predošlej kapitole, bol načítaný do programu ANSYS Mechanical APDL pomocou vygenerovaného vstupného súboru .dat. Do materiálových modelov bolo definované tlmenie v podobe konštantného pomerného útlmu, pretože pri definovaní globálneho tlmenia by nebolo možné predpísať rozdielne tlmenie do modelu hltiča. Tvorba subštruktúry (Generation pass) bola realizovaná v dvoch krokoch, pri ktorých boli redukované matice hmotnosti a tuhosti. Tlmenie do redukcie zahrnuté nebolo. Postup pri tvorbe zredukovaného modelu je naznačený na obr. 5.3. Master stupne voľnosti sú zobrazené fialovou farbou.

V prvom kroku boli redukované všetky diely okrem konzoly. Ako master stupne voľnosti boli vybraté posuvy uzlov na vstupe turbínovej skrine, do ktorých bolo pri harmonickej analýze aplikované budenie, ďalej uzly na stykovej ploche kompresorovej skrine s konzolou a uzly prútových prvkov spájajúcich kompresorovú skriňu s konzolou pre aktuátor.

Po vytvorení superelementu zahrňujúceho skrine a ložiskovú časť turbodúchadla, bola v druhom kroku k zredukovanému modelu pripojená pomocou už vopred definovaných kontaktov sieť konzoly. V tomto kroku bol vytvorený superelement zahrňujúci predošlý superelement a sieť konzoly. Ako master stupne voľnosti boli opäť

vybrané uzly na vstupe turbíny z prvého redukovaného superlementu a navyše uzly konzoly, do ktorých mal byť neskôr umiestnený model hltiča alebo v nich bola počítaná odozva. Pri zmene výberu master stupňov voľnosti konzoly teda stačilo realizovať len druhý krok redukcie. Do fázy „use pass“ (krok 3 na obr. 5.3) teda vstupuje model pozostávajúci zo superelementu, ktorý bol tvorený 143 uzlami prírubovej časti, na ktoré bolo aplikované budenie, a určitým počtom uzlov konzoly (1-5 uzlov).



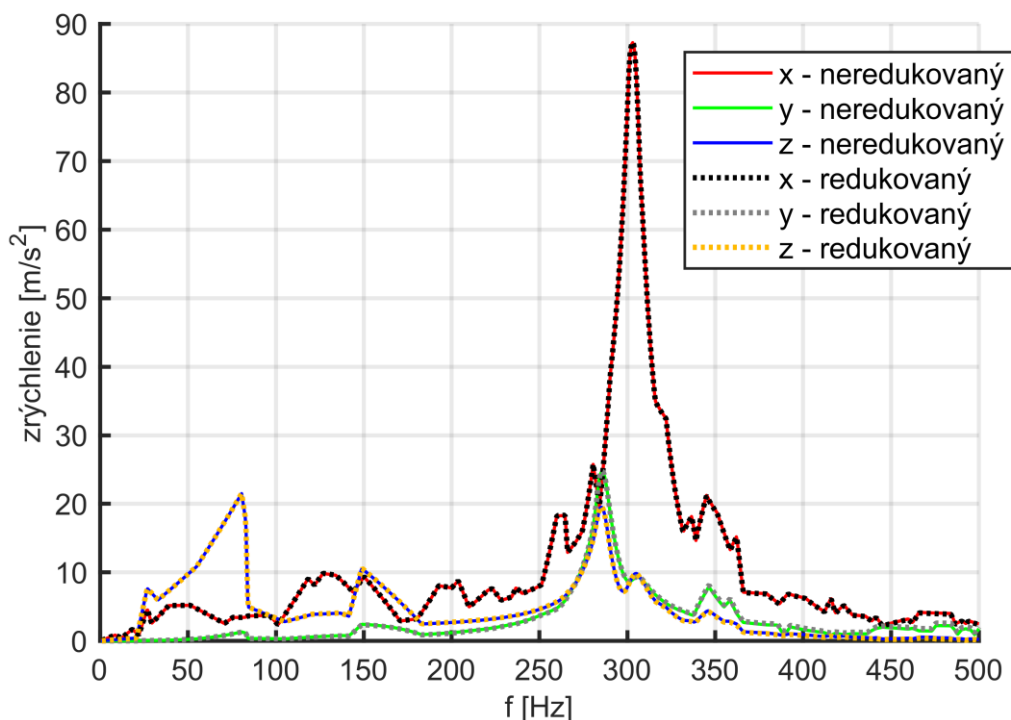
Obr. 5.3 Postup pri redukcii stupňov voľnosti modelu turbodúchadla

V etape „use pass“ bolo aplikované budenie, definované nastavenie harmonickej analýzy, prípadne neskôr aplikovaný model hltiča vibrácií a prevedená samotná analýza. Riešenie je vypočítané len v uzloch, na ktorých boli definované master stupne voľnosti pri poslednej redukcii. V ďalšom kroku („Expansion pass“) je možné riešenie spätne rozšíriť na sieť samotnej konzoly a v poslednom kroku na sieť zvyšných dielov, ktoré tvoria prvotný superelement [37].

V tab. 5.1 sú porovnané hodnoty vlastných frekvencií neredukovaného a redukovaného modelu turbodúchadla a v grafe na obr. 5.4 sú porovnané ich odozvy na budenie s plnou záťažou vypočítané metódou modálnej superpozície.

Tab. 5.1 Porovnanie vlastných frekvencií celého a redukovaného modelu turbodúchadla

Vlastný tvar	Vlastná frekvencia [Hz]	
	Neredukovaný model	Redukovaný model
1	286,18	286,13
2	304,93	304,91
3	626,9	626,9
4	793,49	793,76
5	929,14	929,08



Obr. 5.4 Porovnanie amplitúdy odozvy v bode A neredukovaného a redukovaného modelu turbodúchadla

Z porovnania v tab. 5.1 a v grafe na obr. 5.4 vyplýva, že prevedená redukcia stupňov voľnosti pomocou modálnej syntézy nemá prakticky žiadny vplyv na hodnoty vlastných frekvencií a odozvy modelu turbodúchadla na dané budenie. U harmonickej analýzy riešenej metódou modálnej superpozície dochádza pri použití redukovaného výpočtového modelu k výraznej úspore výpočtového času. Pri analýze s 1000 krokmi výpočet u neredukovaného modelu trval približne 2 hodiny, u redukovaného modelu okolo 5,5 minúty, pričom drvivú väčšinu z tohto času zabrala redukcia stupňov voľnosti. Samotná harmonická analýza prebehla za čas okolo 1 s. U harmonickej analýzy riešenej metódou úplného riešenia by bola úspora času ešte významnejšia.

5.3 Analýza turbodúchadla s pasívnym hltičom vibrácií

V kapitole 5.1 bolo ukázané, že harmonicкую analýzu sústavy s tlmeným hltičom vibrácií, pri ktorej je kinematické budenie aplikované na plochy, nie je vhodné riešiť metódou modálnej superpozície. Preto boli harmonickej analýzy prevedené pomocou metódy úplného riešenia. Algoritmus tejto metódy je opísaný v kapitole 3.3.2. Pri použití tejto metódy v programe ANSYS nie je možné zadať kinematické budenie v podobe zrýchlení, preto bolo nutné zrýchlenia prepočítať na posuvy [38]. Pri prepočte bolo vychádzané zo vzťahu (3.3), takže pre amplitúdu posuvu platí

$$u_0 = -\frac{\ddot{u}_0}{\omega^2} \quad (5.1)$$

Prepočítané priebehy posuvov z priebehov zrýchlení sú zobrazené v grafe v prílohe C (Obrázok C.1). Z dôvodu vysokého rozdielu v hodnotách na nízkych a vyšších

frekvenciách je zobrazené frekvenčné pásmo až od 150 Hz. Porovnanie vypočítaných amplitúd zrýchlení redukovaného modelu turbodúchadla na konzole v bode A (viď obr. 4.16) rôznymi metódami riešenia sa nachádza v grafe v prílohe C (Obrázok C.2). Keďže hodnoty boli prepočítavané len v diskretných bodoch budiacich frekvencií, prevažne v bodoch zmeny priebehu, výsledky nie sú na niektorých frekvenciách úplne totožné. Odchýlky v priebehoch sú však v prijateľných medziach.

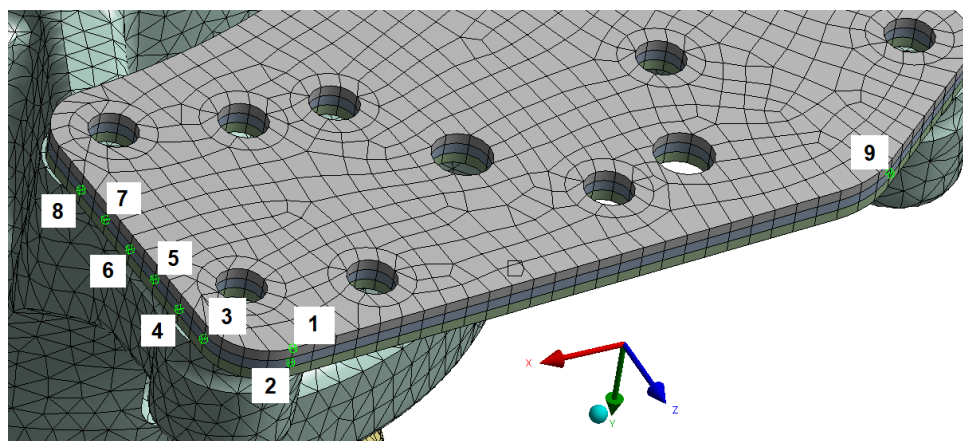
Pri analýze vplyvu dynamického hltiča na kmitanie konzoly pre aktuátor modelu turbodúchadla bol použitý jednoduchý model hltiča opísaný v kapitole 5.1. Model hltiča bol vždy pripojený k jednému uzlu siete konzoly redukovaného modelu turbodúchadla. Na uzly hltiča boli predpísané väzby zväzujúce jeho pohyb tak, aby sa hmotný bod hltiča mohol relatívne pohybovať vzhľadom ku konzole len v ose pružiny. V ostatných smeroch bol pohyb hmotného bodu zviazaný s uzlom na konzole.

Boli definované tri parametre hltiča: hmotnosť m , pomer vlastnej netlmenej frekvencie hltiča a modelu turbodúchadla Ω_H/Ω_T a pomerný útlm hltiča b_p . Hmotnosť hltiča bola priamo zadaná ako reálna konštanta prvku MASS21. Tuhosť a tlmenie hltiča boli vypočítané z vyššie spomenutých parametrov. Tuhosť bola vypočítaná z vlastnej uhlovej frekvencie Ω_H , ktorá bola prepočítaná na frekvenciu v Hz, a hmotnosti m podľa vzťahu pre výpočet vlastnej netlmenej frekvencie (3.9) a následne zadaná ako reálna konštanta prvku COMBIN14. Tlmenie bolo vypočítané z pomerného útlmu b_p , hmotnosti m a vlastnej netlmenej uhlovej frekvencie hltiča Ω_H podľa vzťahu (3.12) a zadané taktiež ako reálna konštanta prvku COMBIN14.

Pri aplikácii dynamického hltiča vibrácií sa vychádzalo z vypočítaných frekvenčných odoziev pre budenie pri plnej záťaži spaľovacieho motora opísaných v kapitole 4.3.3, pretože maximálna vypočítaná amplitúda je väčšia ako v prípade odozvy na budenie bez záťaže motora. Z výsledkov harmonickej analýzy vyplýva, že najvyššej hodnoty amplitúdy zrýchlenia bolo dosiahnuté v ose x v oblasti druhej vlastnej frekvencie. Preto bol v prvom kroku aplikovaný hltič v ose x v snahe znížiť amplitúdu zrýchlenia v tomto smere.

5.3.1 Dynamický hltič vibrácií v ose x

Pri aplikácii hltiča v snahe znížiť maximálnu amplitúdu kmitania v ose x bola najprv urobená štúdia vplyvu polohy hltiča na maximálnu amplitúdu odozvy. Bolo vybraných niekoľko uzlov siete konzoly, do ktorých bol hltič aplikovaný. Uzly boli zvolené podľa vypočítaného priebehu maximálnej amplitúdy zrýchlenia v ose x (viď obr. 4.19) tak, aby bol hltič umiestnený do bodov s rôznou hodnotou amplitúdy zrýchlenia odozvy. Model hltiča orientovaný v ose x bol postupne aplikovaný do jednotlivých uzlov konzoly (viď obr. 5.5). V bode 1 bolo vypočítané maximum amplitúdy v ose x modelu turbodúchadla. Bod 9 bol zvolený z praktického hľadiska, pretože je doň možné aplikovať hltič priamo vo všetkých troch smeroch. Po aplikácii hltiča do konkrétneho uzlu bola vypočítaná maximálna hodnota amplitúdy absolútneho zrýchlenia v uzle 1. Bola zvolená hmotnosť hltiča 0,1 kg a jeho vlastná frekvencia sa rovnala hodnote druhej vlastnej frekvencie modelu turbodúchadla, teda 304,9 Hz. Výpočty boli realizované pre hltič netlmený a tlmený s pomerným útlmom 0,1. Výsledky sú porovnané v tab. 5.2.



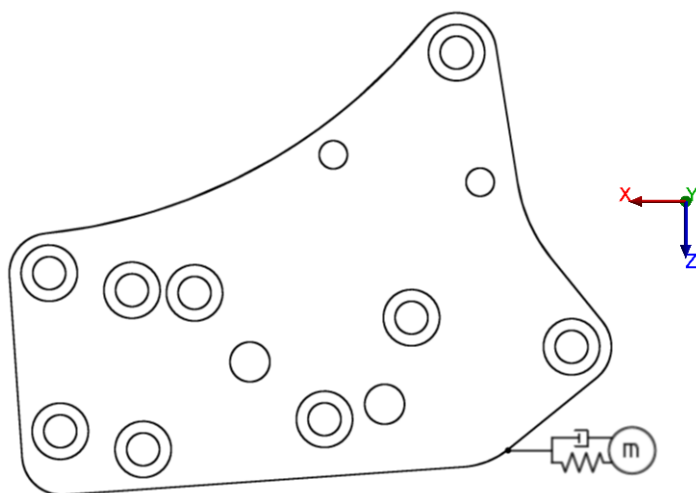
Obr. 5.5 Uzly, do ktorých bol aplikovaný hltič vibrácií v ose x

Tab. 5.2 Porovnanie vypočítanej amplitúdy zrýchlenia v uzle 1 pre rôznu polohu hltiča

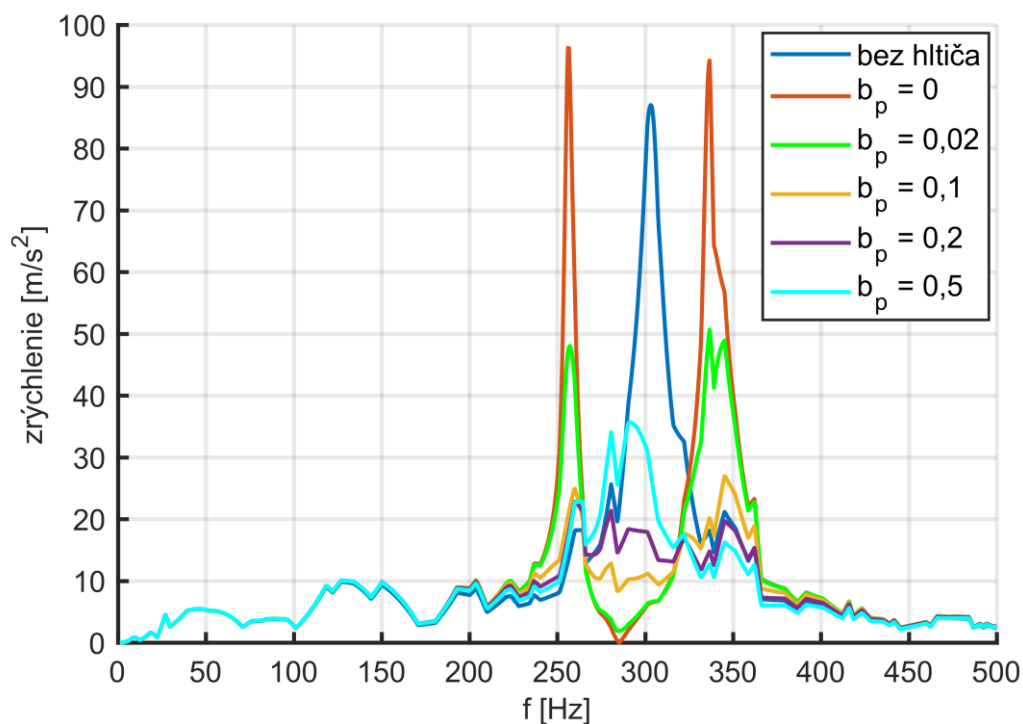
Hltič umiestnený v uzle č.	Amplitúda zrýchlenia v uzle č. 1 [m/s ²]	
	Netlmený hltič	Tlmený hltič $b_p = 0,1$
1	92,9	28,5
2	97,7	28,7
3	107,3	28,0
4	115,1	27,9
5	122,6	27,8
6	130,9	27,7
7	136,9	27,9
8	137,3	27,9
9	103,2	29,0

Z tab. 5.2 vyplýva, že pri netlmenom hltiči vibrácií závisí na mieste jeho umiestnenia. Netlmený hltič je vhodné umiestniť do bodu s čo najvyššou odozvou. Najideálnejšie je teda umiestniť netlmený hltič v bode s maximálnou amplitúdou. Pri použití tlmeného hltiča s hodnotou pomerného útlmu 0,1 nevyplýva z výsledkov jasná závislosť a rozdiely medzi výsledkami sú do 5 %. Preto bol ako bod umiestnenia hltiča v ose x zvolený bod č. 9, v ktorého blízkosti je možné model hltiča prakticky umiestniť priamo v smeroch globálneho súradnicového systému.

Do uzlu č. 9 bol umiestnený model hltiča v ose x (viď obr. 5.6) s hmotnosťou 0,1 kg naladený na druhej vlastnej frekvencii modelu turbodúchadla, teda 304,9 Hz. Postupne bola menená hodnota jeho pomerného útlmu. Bola vypočítaná odozva v kontrolnom bode A (viď obr. 4.16). Vypočítané frekvenčné priebehy amplitúd absolútnych zrýchlení v ose x v kontrolnom bode A pre sústavu bez hltiča a s hltičom s pomerným útlmom 0,02, 0,1, 0,2 a 0,5 sú zobrazené v grafe na obr. 5.7.



Obr. 5.6 Konzola s aplikovaným hltičom v smere x


 Obr. 5.7 Porovnanie vypočítanej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v ose x v bode A pre redukovaný model turbodúchadla s hltičom v ose x s rôznym pomerným útlmom b_p

Z grafu na obr. 5.7 vyplýva, že pri zvyšovaní hodnoty tlmenia hltiča dochádza k znižovaniu amplitúdy zrýchlenia v danej ose. Maximálna amplitúda však klesá len do určitej hodnoty tlmenia hltiča.

Odozva sústavy s hltičom je významne závislá na parametroch hltiča (viď kapitola 3.4.2). Na získanie ideálnych parametrov hltiča, pri ktorých maximálna amplitúda odozvy dosiahne čo najnižšej hodnoty, je vhodným nástrojom optimalizácia. V prípade hltiča vibrácií môžu byť stavovými premennými optimalizácie jeho hmotnosť,

pomer Ω_H/Ω_T a pomerný útlm hltiča. Stavové veličiny sú obmedzené určitými intervalmi a výstupným parametrom je maximálna hodnota amplitúdy zrýchlenia kmitania v určitom bode a smere. Cieľom optimalizácie je nájsť také stavové premenné, pri ktorých výstupný parameter dosiahne minima.

Na optimalizáciu parametrov bol využitý nástroj programu ANSYS Workbench – Direct Optimization. Výpočtový model turbodúchadla s hltičom bol do prostredia ANSYS Workbench vložený pomocou modulu Mechanical APDL, ktorého súčasťou bol vstupný súbor (makro) a Mechanical APDL databáza. V jednotlivých krokoch optimalizácie vstupný súbor (makro) najprv načítal uloženú databázu, v ktorej bol nadefinovaný redukovaný výpočtový model turbodúchadla s hltičom a takisto nastavenie harmonickej analýzy. Po načítaní výpočtového modelu boli pomocou makra definované a vypočítané parametre hltiča, zmenené reálne konštanty modelu hltiča a následne bola prevedená harmonická analýza s vopred nastaveným rozsahom budiacich frekvencií. Po prevedení analýzy bola vypočítaná najvyššia hodnota amplitúdy zrýchlenia v danom frekvenčnom rozsahu vo vopred definovanom smere a uzle siete.

Optimalizácia parametrov hltiča v ose x bola realizovaná pomocou metódy Adaptive Single-Objective Optimization (ASO). Táto metóda je vhodná pre priamu optimalizáciu a jeden výstupný parameter. Jej algoritmus je založený na gradiente a ploche odozvy. Zahŕňa v sebe Optimal Space-Filling (OSF), Krigingovu plochu odozvy a Mixed-Integer Sequential Quadratic Programming (MISQP). [39]

Pri OSF vzorkovaní sú osi oblasti stavových premenných rozdelené na divízie. Počet vygenerovaných počiatočných vzoriek (kombinácií hodnôt stavových premenných) sa rovná počtu divízií na jednej osi. Pri postupnom znižovaní oblasti je nová podoblasť opäť rozdelená na rovnaký počet divízií a sú generované nové vzorky. Po vygenerovaní vzoriek prebehne výpočet výstupných parametrov. Pre vypočítané výstupné hodnoty je vytvorená plocha odozvy pomocou Krigingovho algoritmu. Funkcia plochy odozvy sa skladá z polynomickej funkcie, ktorá prekladá dáta, a funkcie, ktorá zohľadňuje odchýlky a tak interpoluje vzorkované body. Na Krigingovej ploche odozvy sa realizuje algoritmus MISQP, ktorý generuje ďalšie hodnoty stavových premenných a hľadá možné vzorky vyhovujúce optimalizácii. Bližšie informácie k tomuto algoritmu je možné nájsť v článku [40]. Vhodnosť týchto vzoriek je overená zjemnením Krigingovej plochy. Kombinácia stavových premenných je akceptovaná ako vhodný kandidát optimalizácie, pokiaľ nedôjde k jej spochybneniu na základe určitej dovolenej tolerancie. Pokiaľ je kombinácia stavových premenných verifikovaná ako vhodný kandidát optimalizácie, hranice pôvodnej oblasti stavových premenných sú zredukované a algoritmus optimalizácie sa od začiatku opakuje. Vhodný bod optimalizácie je považovaný za konečný, pokiaľ sa jednotlivé body, ktoré boli získané algoritmom MISQP, v určitej tolerancii rovnajú. [39]

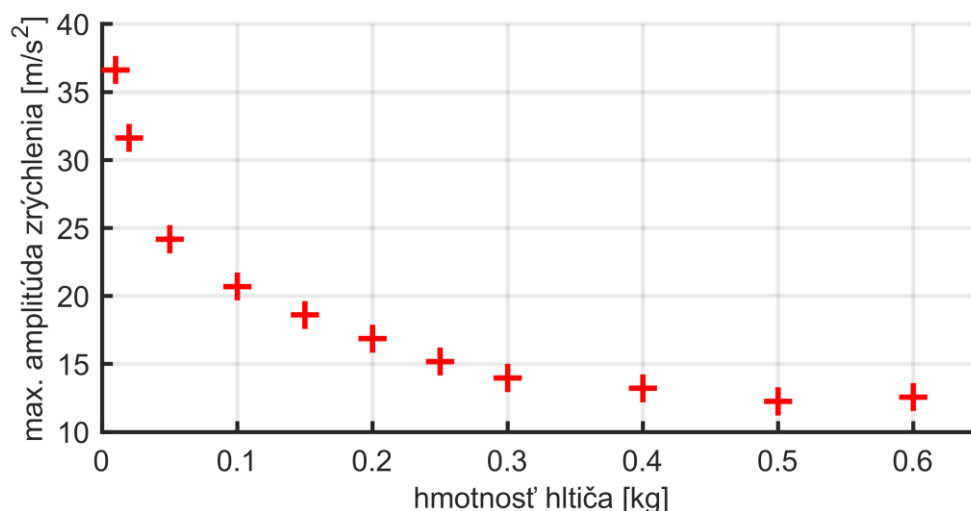
Pri hľadaní optimálnych parametrov hltiča umiestneného v ose x boli za stavové premenné zvolené hodnoty pomeru vlastných frekvencií Ω_H/Ω_T ohraňované intervalom hodnôt 0,7-1,3 a hodnoty pomerného útlmu hltiča b_p v intervale 0,02-0,5. Tieto parametre boli postupne optimalizované pre rôzne hodnoty hmotnosti hltiča (0,01-0,6 kg). Cieľom optimalizácie bolo minimalizovať maximálnu hodnotu amplitúdy zrýchlenia v kontrolnom bode A (viď obr. 4.16). Pri optimalizácii metódou ASO bol nastavený počet počiatočných vzoriek na 10.

V tab. 5.3 sú uvedené vypočítané optimálne parametre hltiča a maximálne vypočítané amplitúdy absolútneho zrýchlenia v ose x v bode A vo frekvenčnom rozsahu 0-500 Hz pre vybrané hodnoty hmotnosti hltiča. V grafe na obr. 5.8 je zobrazená závislosť

maximálnych hodnôt amplitúd absolútneho zrýchlenia v ose x v bode A na hmotnosti hltiča pre jeho optimalizované parametre.

Tab. 5.3 Optimálne parametre hltičov v ose x s rôznou hmotnosťou

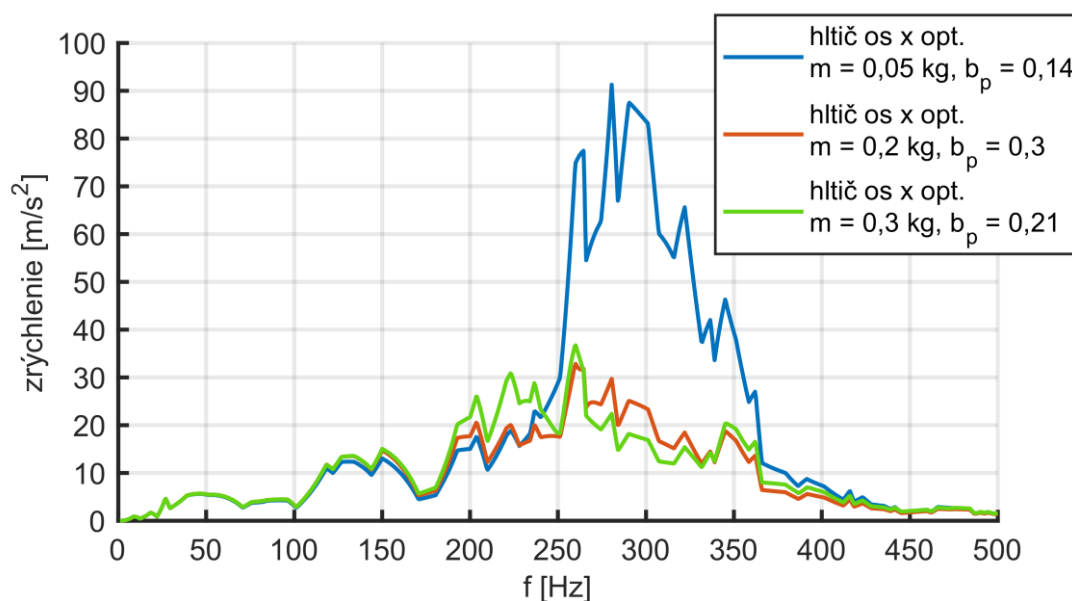
Hmotnosť hltiča [kg]	Optimálne Ω_H/Ω_T [-]	Optimálny b_p [-]	Optimálna tuhosť [N/mm]	Max. amplitúda zrýchlenia [m/s ²]
0,05	1,02	0,14	167	24,2
0,10	0,96	0,21	298	20,7
0,15	0,93	0,26	416	18,6
0,20	0,90	0,30	524	16,9
0,25	0,99	0,19	785	15,2
0,30	0,97	0,21	907	14,0



Obr. 5.8 Závislosť maximálnej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v ose x v bode A na hmotnosti hltiča s optimálnymi parametrami

Z výsledkov uvedených v grafe na obr. 5.8 a v tab. 5.3 vyplýva, že miera zníženia vibrácií v smere x závisí na hmotnosti hltiča. So stúpajúcou hmotnosťou hltiča klesá maximálna amplitúda odozvy. Pri určitých hodnotách hmotnosti však dochádza k ustáleniu maximálnej amplitúdy. Preto sa dá konštatovať, že optimálne je zvoliť hmotnosť minimálne 0,05 kg. Jej zvýšením sa však dá ešte maximálna amplitúda znížiť približne o 40 %. Prakticky však nemá význam použiť vyššiu hmotnosť ako 0,3 kg, keďže u vyšších hmotností už nedochádza k výraznému zníženiu amplitúdy kmitania.

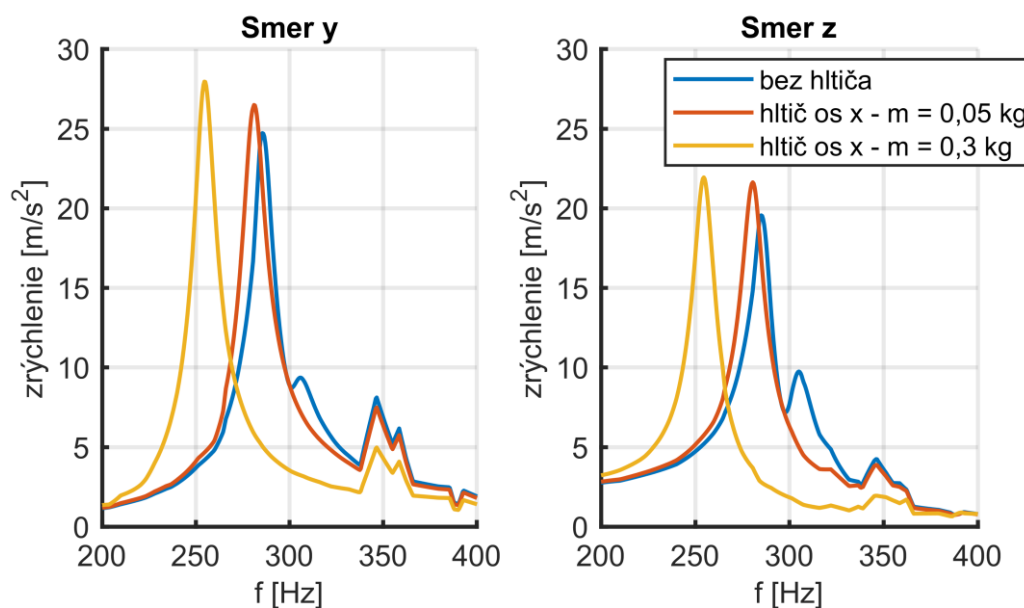
V grafe na obr. 5.9 sú zobrazené priebehy amplitúdy zrýchlenia v ose x hmotného bodu hltiča vibrácií s rôznou hmotnosťou a optimálnymi parametrami. Pri porovnaní maximálnych amplitúd zrýchlenia z grafu na obr. 5.9 a tab. 5.3 je vidno, že hltič kmitá s vyššou amplitúdou než bod sústavy, na ktorú je aplikovaný.



Obr. 5.9 Amplitúda absolútneho zrýchlenia odozvy hmotného bodu hltiča v ose x s rôznou hmotnosťou a optimalizovanými parametrami

5.3.2 Dynamický hltič vibrácií v ostatných osách

Pri analýze priebehu amplitúd zrýchlenia s aplikovaným hltičom v ose x bol zistený vplyv hltiča na amplitúdy v ostatných osách. Dochádza k miernemu nárastu amplitúdy zrýchlenia v smere y a z. Tento vplyv je vidieť na grafe na obr. 5.10, na ktorom je porovnaný priebeh amplitúdy zrýchlenia v ose y a z v bode A pre model turbodúchadla bez hltiča a s hltičom v ose x s rôznou hmotnosťou a optimálnymi parametrami.



Obr. 5.10 Porovnanie amplitúdy zrýchlenia v ose y a z v bode A s hltičom v ose x

Keďže amplitúdy v osách y a z sú po aplikácii hltiča vyššie ako v ose x, bol v blízkosti prvého hltiča pridaný druhý za účelom zníženia amplitúdy v ďalších smeroch v oblasti prvej vlastnej frekvencie modelu turbodúchadla. Druhý hltič bol umiestnený najprv v ose y a potom v ose z. Tentokrát už boli optimalizované všetky tri parametre oboch hltičov: hmotnosť m , pomer Ω_H/Ω_T a pomerný útlm hltiča b_p . Vlastná frekvencia hltiča v ose y, resp. z bola vzťahnutá k prvej vlastnej frekvencii modelu turbodúchadla. Cieľom optimalizácie bolo zníženie amplitúdy zrýchlenia v ose x a y.

Na optimalizáciu parametrov hltičov v dvoch osách bola využitá metóda Adaptive Multiple-Objective, ktorá v sebe zahŕňa Kringingovu plochu odozvy a „Multi-Objective Genetic Algorithm“ (MOGA) a je vhodná pre viaccieľovú optimalizáciu, pričom parametre musia byť spojité [39].

Pri optimalizácii bola hmotnosť každého hltiča obmedzená intervalom 0,02-0,2 kg, pomer Ω_H/Ω_T intervalom 0,7-1,3 a pomerný útlm intervalom 0,02-0,5. Minimalizovaným parametrom bola maximálna amplitúda zrýchlenia v ose x a v ose y v bode 1 (viď obr. 5.5), pretože v tomto bode bola najvyššia amplitúda v ose x, resp. v ose y v oblasti prvej vlastnej frekvencie.

Hodnoty optimalizovaných parametrov hltičov pre obidva prípady sú spolu s maximom amplitúd zrýchlenia v jednotlivých osách v kontrolnom bode A (v rozsahu frekvencií 100-500 Hz) uvedené v tab. 5.4. Hltič v ose x je označený číslom 1 a hltič v druhej ose č. 2.

V ose z je ešte zvýšená amplitúda na frekvencii 80,5 Hz. Keďže ide o amplitúdu absolútneho zrýchlenia, jej výrazné zníženie na tejto frekvencii nie je možné, keďže celá sústava kmitá ako celok s amplitúdou blízkou hodnote amplitúdy budenia.

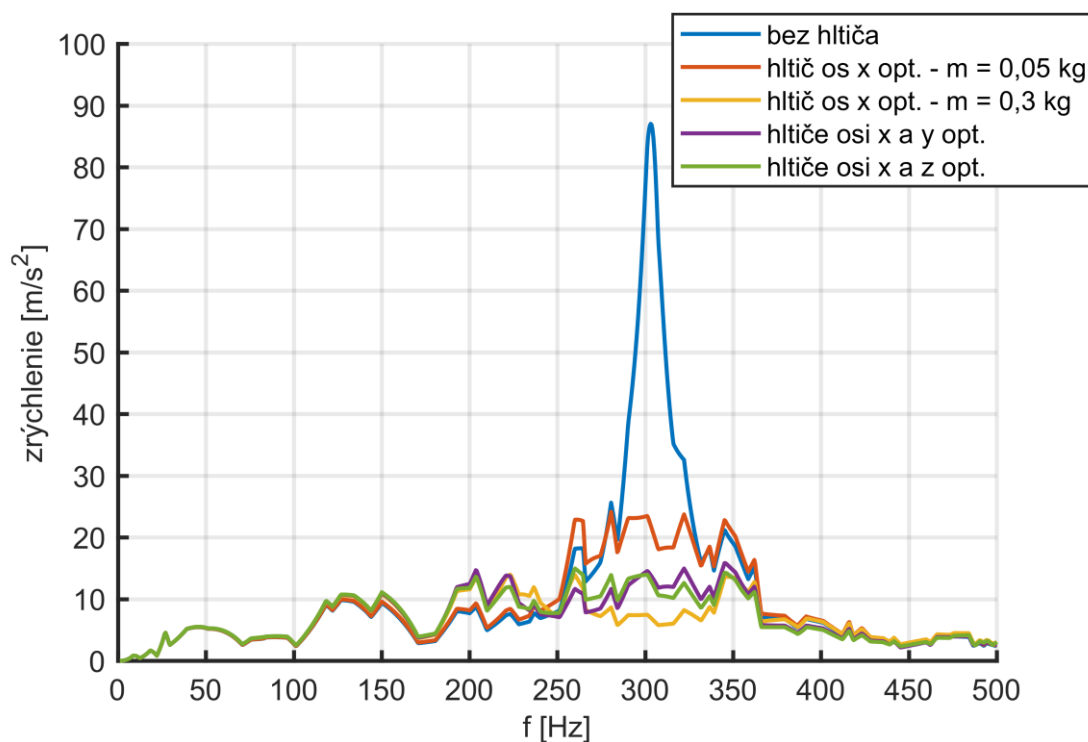
Tab. 5.4 Optimálne parametre dvoch hltičov v rôznych osách

Osi hltičov	Hmotnosť hltiča [kg]		Vlastná netlmená frekvencia [Hz]		Pomerný útlm [-]		Max. amplitúda zrýchlenia v bode A v ose [m/s ²]		
	1	2	1	2	1	2	x	y	z
x a y	0,19	0,16	251,5	310,9	0,13	0,33	15,9	10,8	11,3
x a z	0,19	0,17	245,6	251,6	0,22	0,25	15	6,5	11,4

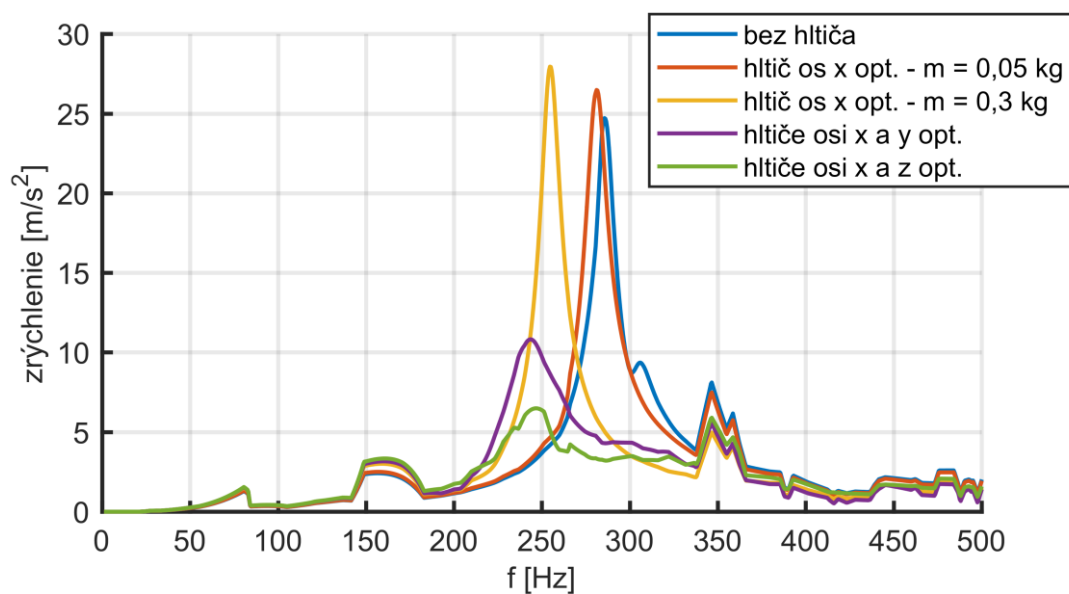
Pri analýze výsledkov v tab. 5.4 je vidieť, že pri použití dvoch hltičov v rôznych osách dochádza k zníženiu amplitúd oproti výsledkom bez hltičov vo všetkých smeroch v danom frekvenčnom pásme.

5.3.3 Zhrnutie a zhodnotenie výsledkov

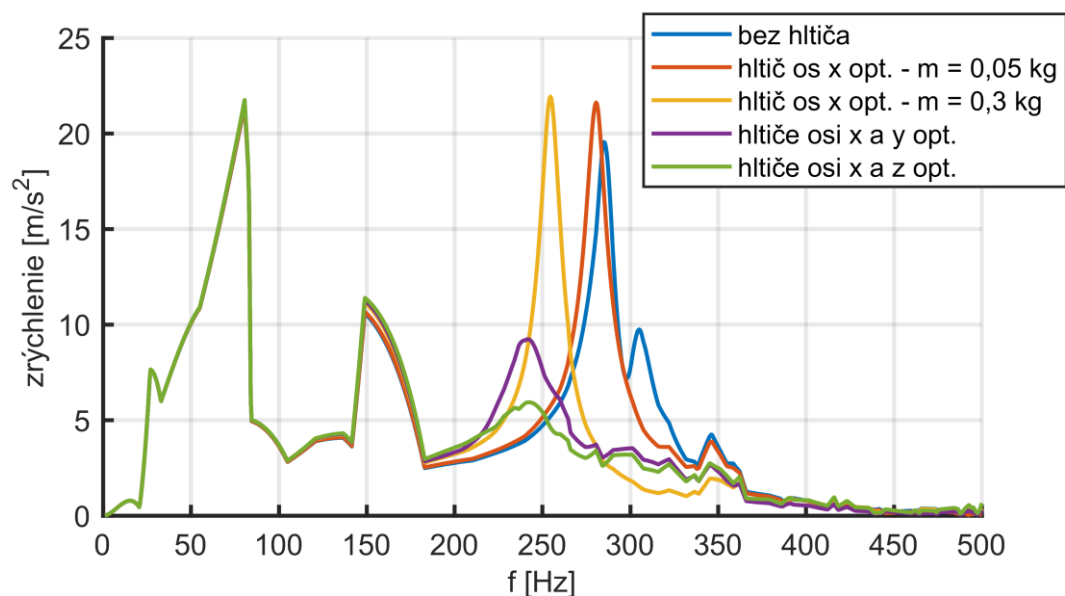
V grafoch na obr. 5.11-13 sú porovnané vypočítané priebehy amplitúd absolútneho zrýchlenia v kontrolnom bode A v jednotlivých smeroch pre sústavu bez hltiča, hltičom v ose x s optimálnymi parametrami pre 2 rôzne hmotnosti a s dvomi hltičmi s optimálnymi parametrami v osách x a y, resp. z.



Obr. 5.11 Porovnanie amplitúd absolútneho zrýchlenia v ose x v bode A s rôznymi hltičmi



Obr. 5.12 Porovnanie amplitúd absolútneho zrýchlenia v ose y v bode A s rôznymi hltičmi



Obr. 5.13 Porovnanie amplitúd absolútneho zrýchlenia v ose z v bode A s rôznymi hltičmi

Z grafov na obr. 5.11-13 jasne vyplýva, že pri použití tlmeného dynamického hltiča vibrácií s vhodnými parametrami dochádza k výraznému zníženiu amplitúdy kmitania v oblasti rezonančných frekvencií.

Pri porovnaní maximálnych amplitúd zrýchlenia v bode A dosiahnutých s aplikovaným hltičom v ose x (s optimálnymi parametrami) s výsledkami bez použitia hltiča, je vidno, že dochádza k výraznému zníženiu maximálnej amplitúdy zrýchlenia v ose x. V závislosti od použitej hmotnosti môže ísť o zníženie až do 86 %. Na takúto mieru zníženia amplitúdy kmitania je však nutné, aby mal hltič presné optimálne parametre. Pri aplikovaní hltiča v jednej ose dochádza k zvýšeniu amplitúdy v ostatných smeroch. Tento nárast je však vzhľadom k miere redukcie vibrácií v ose x zanedbateľný.

Pri použití ďalšieho hltiča v ose y, resp. z dochádza k zníženiu maximálnej amplitúdy kmitania vo všetkých smeroch v rezonančnej oblasti v kontrolnom bode o približne 50-65 % pri celkom dobrom zachovaní redukcie v ose x. Z porovnania vychádza o niečo výhodnejšie aplikovať druhý hltič v ose z, teda tak, aby boli hltiče umiestnené v oboch smeroch budenia.

Maximálna hodnota amplitúdy zrýchlenia v ose z zaznamenaná na frekvencii 80,5 Hz zostáva prakticky nezmenená, keďže ide o hodnotu absolútneho zrýchlenia a nárast je spôsobený lokálnym zvýšením amplitúdy budenia na hodnotu, ku ktorej sa približuje hodnota odozvy.

Vplyv hltiča bol analyzovaný len vo frekvenčnom pásme 0-500 Hz. Prípadný vplyv na odozvu vo vyšších frekvenciách by musel byť overený ďalšími analýzami.

Na základe výsledkov výpočtového modelovania je možné konštatovať, že použitie pasívneho dynamického hltiča vibrácií môže byť vhodným spôsobom na potlačenie vibrácií konzoly pre aktuátor v rezonančných frekvenčných oblastiach. Efektívnosť jeho použitia je výrazne závislá na jeho parametroch. Aplikovanie vypočítaných optimálnych parametrov môže byť pomerne náročné pri samotnej technickej realizácii. Sťažiením je v tomto smere hlavne tlmenie. Pri analyzovaní vhodnosti použitia hltiča je teda nutné

nájsť vhodné technické riešenie, ktoré by spĺňalo teoretické predpoklady. Výsledky analýz je následne nutné overiť experimentálnym meraním.

ZÁVER

Hlavným cieľom tejto práce bolo posúdenie vplyvu pasívneho dynamického hltiča vibrácií na kmitanie konzoly pre aktuátor jednoduchého turbodúchadla od firmy Garrett - Advancing Motion pomocou výpočtového modelovania. V teoretickej časti boli zhrnuté základné poznatky z teórie mechanického kmitania a dynamického hltiča vibrácií. Súčasťou je rešeršná štúdia použitia dynamického hltiča vibrácií. Riešeniu hlavného cieľa predchádzala simulačná analýza vibrácií samotného turbodúchadla. Analýzy boli realizované pomocou MKP v programe ANSYS. Bolo vytvorených 6 výpočtových modelov turbodúchadla s rôznym spôsobom modelovania skrutkových spojov medzi dielmi. Pre každý model bola prevedená modálna analýza. Z jej výsledkov vyplýva, že spôsob modelovania väzieb má vplyv na modálne vlastnosti. Na základe porovnania výsledkov bol pre ďalšie analýzy vybraný model s lineárnymi väzbami, ktorý sa výsledkami najviac približoval modelom, v ktorých boli zahrnuté predpätia a nelineárne kontakty.

Pri harmonickej analýze bola vyšetrovaná odozva v podobe absolútnych zrýchlení konzoly na kinematické budenie od spaľovacieho motora pre dva záťažové stavy. Ako budenie boli použité namerané dáta. Z výsledkov vyplýva, že k vyššej maximálnej amplitúde dochádza pri buzení s plnou záťažou spaľovacieho motora. Maximálna amplitúda bola zaznamenaná v oblasti druhej vlastnej frekvencie v ose x, pričom konzola kmitá dominantne ako tuhé teleso. Výsledky je nutné overiť experimentálnym meraním. Po porovnaní s jeho výsledkami by mali byť urobené korekcie vo výpočtovom modeli tak, aby sa výpočtový model výsledkovo približoval čo najviac výsledkom merania.

Vplyv dynamického hltiča vibrácií bol vyšetrovaný pomocou harmonickej analýzy. Bol využitý jeho jednoduchý teoretický model, ktorý bol aplikovaný na model turbodúchadla s redukovaným počtom stupňov voľnosti. Na redukciu bola použitá modálna syntéza. Jej využitím bol značne znížený výpočtový čas. Pre zníženie kmitania v ose x bol model hltiča aplikovaný v danej ose. Bol skúmaný vplyv polohy hltiča na maximálnu vypočítanú amplitúdu. Uzol pre umiestnenie hltiča bol vybraný z hľadiska praktickej realizovateľnosti. Ďalej bol skúmaný vplyv tlmenia hltiča. Pomocou optimalizácie parametrov boli vypočítané optimálne parametre tlmenia a tuhosti hltiča pre jeho rôzne hmotnosti. Z výsledkov vyplýva, že s rastúcou hmotnosťou dochádza k poklesu maximálnej amplitúdy kmitania do istej hodnoty hmotnosti. Ako vhodný bol vybraný interval hmotnosti 0,05-0,3 kg, pričom dochádza k poklesu amplitúdy absolútneho zrýchlenia v ose x až do 86 %. V ostatných osách dochádza k jej miernemu nárastu. Na model turbodúchadla bol aplikovaný aj druhý hltič pre zníženie vibrácií v ostatných smeroch. Všetky parametre obidvoch hltičov prešli optimalizáciou. Z výsledkov analýzy vyplýva, že v smeroch y a z došlo k zníženiu amplitúdy maximálne do 65 % v rezonančných frekvenčných oblastiach pri celkom dobrom zachovaní redukcie vibrácií v ose x.

Z výsledkov prevedených analýz vyplýva, že použitie pasívneho hltiča môže byť vhodnou možnosťou na potlačenie vibrácií konzoly pre aktuátor turbodúchadla v rezonančných frekvenčných oblastiach v určitom frekvenčnom pásme. Miera zníženia amplitúdy kmitania je však výrazne závislá na parametroch hltiča. Preto by muselo byť nájdené jeho vhodné praktické prevedenie. Praktický návrh by mohol nadväzovať na výstupy tejto práce. Po nájdení vhodného technického riešenia by bolo možné výsledky výpočtového modelovania overiť experimentálnym meraním. Možným zvýšením úrovne modelovania by mohlo byť napríklad zahrnutie viacerých vplyvov do budenia pri harmonickej analýze.

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] JANÍČEK, Přemysl. *Systémová metodologie: brána do řešení problémů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2014, 1 sv. (různé stránkování). ISBN 978-80-7204-887-8.
- [2] About turbos: Altitude compensator. *Turbochargers NZ Ltd* [online]. Port Nelson [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <http://www.turbochargersnz.com/about-turbochargers>
- [3] PADZILLAH, M.h., S. RAJOO a R.f. MARTINEZ-BOTAS. Influence of speed and frequency towards the automotive turbocharger turbine performance under pulsating flow conditions. *Energy Conversion and Management* [online]. Elsevier, 2014, **80**, 416-428 [cit. 2019-04-28]. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.01.047. ISSN 0196-8904. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890414000922>
- [4] KANE, Jack. Turbochargers: How They Work, and Current Turbo Technology. *EPI Inc.* [online]. 2017 [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/turbocharger_technology.htm
- [5] Turbo Tech 101: Basic. *Garrett Motion* [online]. 2017 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2018/06/Turbo-Tech-101.pdf>
- [6] Types of Turbocharger. *Melett: Precision engineered turbochargers & parts* [online]. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.melett.com/technical/types-of-turbocharger/>
- [7] HARTOG, J. P. Den. *Mechanical Vibrations*. New York: Dover Publications, 1985. ISBN 9780486647852.
- [8] BREPTA, Rudolf, Ladislav PŮST a František TUREK. *Mechanické kmitání*. Praha: Sobotáles, 1994, 589 s. ISBN 80-901684-8-5.
- [9] MOBLEY, R. Keith. *Vibration Fundamentals*. Elsevier Science, 1999. ISBN 0750671505.
- [10] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech* [online]. Brno, [2011] [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>
- [11] SLAVÍK, Jaromír, Vladimír STEJSKAL a Vladimír ZEMAN. *Základy dynamiky strojů*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 8001016226.
- [12] PETYT, Maurice. *Introduction to Finite Element Vibration Analysis* [online]. 2. vyd. New York: Cambridge University Press, 2010 [cit. 2019-05-03]. ISBN 9780511761195. Dostupné z: <https://www.cambridge.org/core/books/introduction-to-finite-element-vibration-analysis/4345EDA6046AF3D6BEC8FD29F00AD646>
- [13] ANSYS Mechanical APDL 19.2 Structural Analysis Guide. *ANSYS Help* [online]. ANSYS Inc. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://ansyshelp.ansys.com/>
- [14] THORBY, Douglas. *Structural Dynamics and Vibration in Practice: An Engineering Handbook* [online]. Elsevier Science, 2008 [cit. 2019-05-03]. DOI: 10.1016/B978-0-7506-8002-8.X0001-6. ISBN 978-0-08-055715-1. Dostupné z: <https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpSDVPAEH1/viewerType:toc/>

- [15] ANSYS Mechanical APDL 19.2 Theory Reference. *ANSYS Help* [online]. ANSYS Inc. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://ansyshelp.ansys.com/>
- [16] ASAMI, T, O NISHIHARA, A BAZ a T ASAMI. Analytical solutions to H_{∞} and H_2 optimization of dynamic vibration absorbers attached to damped linear systems. *Journal of Vibration and Acoustics (Transactions of the ASME)* [online]. 2002, **124**(2), 284-295 [cit. 2019-05-05]. ISSN 1048-9002. Dostupné z: <https://vibrationacoustics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1470416>
- [17] CHUN, Semin, Youngil LEE a Tae-hyoung KIM. H_{∞} optimization of dynamic vibration absorber variant for vibration control of damped linear systems. *Journal of Sound and Vibration* [online]. Elsevier, 2015, **335**, 55-65 [cit. 2019-05-05]. DOI: 10.1016/j.jsv.2014.09.020. ISSN 0022-460X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X14007500>
- [18] ZAINULABIDIN, Muhd hafeez a N JAINI. Vibration Analysis of a Beam Structure Attached with a Dynamic Vibration Absorber. *Applied Mechanics and Materials* [online]. Trans Tech Publications, 2013, **315**, 315-319 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.315.315. ISSN 1660-9336. Dostupné z: <https://www.scientific.net/AMM.315.315>
- [19] LIU, Linya a Wenjie SHAO. Design and Dynamic Response Analysis of Rail with Constrained Damped Dynamic Vibration Absorber. *Procedia Engineering* [online]. Elsevier, 2011, **15**(C), 4983-4987 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.1016/j.proeng.2011.08.926. ISSN 1877-7058. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705811024271>
- [20] ANDERSON, John. Development of a Dynamic Vibration Absorber to Reduce Frame Beaming. *SAE International Journal of Commercial Vehicles* [online]. SAE International, 2014, **7**(2), 381-391 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.4271/2014-01-2315. ISSN 1946-3928. Dostupné z: <https://saemobilus.sae.org/content/2014-01-2315>
- [21] BUKHARI, Ma, O BARRY a E TANBOUR. On the vibration analysis of power lines with moving dampers. *Journal Of Vibration And Control* [online]. SAGE PUBLICATIONS, 2018, **24**(18), 4096-4109 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.1177/1077546317719194. ISSN 1077-5463. Dostupné z: <https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1177/1077546317719194>
- [22] SUN, Zhaohui, Jincai SUN, Chong WANG a Yang DAI. Dynamic vibration absorbers used for increasing the noise transmission loss of aircraft panels. *Applied Acoustics* [online]. Elsevier, 1996, **48**(4), 311-321 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.1016/0003-682X(96)81493-9. ISSN 0003-682X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0003682X96814939>
- [23] CAMPOS, Rafael a Rodrigo NICOLETTI. Vibration reduction in vertical washing machine using a rotating dynamic absorber. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* [online]. Berlin/Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2015, **37**(1), 339-348 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.1007/s40430-014-0151-1. ISSN 1678-5878. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s40430-014-0151-1>

- [24] STEWART, Gordon m. a Matthew a. LACKNER. The impact of passive tuned mass dampers and wind-wave misalignment on offshore wind turbine loads. *Engineering Structures* [online]. Elsevier, 2014, **73**, 54-61 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.1016/j.engstruct.2014.04.045. ISSN 0141-0296. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0141029614002673>
- [25] RASHID, Amir a Cornel mihai NICOLESCU. Design and implementation of tuned viscoelastic dampers for vibration control in milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. Elsevier, 2008, **48**(9), 1036-1053 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2007.12.013. ISSN 0890-6955. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695508000035>
- [26] YANG, Y., J. MUÑOZ a Y. ALTINTAS. Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. Elsevier, 2010, **50**(9), 834-842 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2010.04.011. ISSN 0890-6955. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695510000763>
- [27] NGUYEN, T.h, I SAIDI, E.f GAD, J.I WILSON a N HARITOS. Performance of Distributed Multiple Viscoelastic Tuned Mass Dampers for Floor Vibration Applications. *Advances in Structural Engineering* [online]. London, England: SAGE Publications, 2012, **15**(3), 547-562 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.1260/1369-4332.15.3.547. ISSN 1369-4332. Dostupné z: <https://journals.sagepub.com/doi/10.1260/1369-4332.15.3.547>
- [28] ELIAS, Said a Vasant MATSAGAR. Research developments in vibration control of structures using passive tuned mass dampers. *Annual Reviews in Control* [online]. Elsevier, 2017, **44**, 129-156 [cit. 2019-04-11]. DOI: 10.1016/j.arcontrol.2017.09.015. ISSN 1367-5788. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1367578817301372>
- [29] ANSYS Mechanical APDL 19.2 Element Reference. *ANSYS Help* [online]. ANSYS Inc. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://ansyshelp.ansys.com/>
- [30] KIM, Jeong, Joo-cheol YOON a Beom-soo KANG. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints. *Applied Mathematical Modelling* [online]. Elsevier, 2007, **31**(5), 895-911 [cit. 2019-04-14]. DOI: 10.1016/j.apm.2006.03.020. ISSN 0307-904X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0307904X0600062X>
- [31] ZAEEM. Bolted Connections in ANSYS Workbench: Part 1. *Endeavos Innovations* [online]. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://www.endeavos.com/bolted-connections-ansys-workbench-part-1/>
- [32] Lexikon šroubování: Data a fakta. *[M & V]* [online]. 2007 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: https://www.mav.cz/data/katalog/ostatni/wera_cz_katalog_2007/08_schraublexikon_index_cs_s310_336.pdf
- [33] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [34] Coefficients of Friction. *RoyMech* [online]. 2013 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm

- [35] ANSYS Mechanical Application 19.2 Mechanical User's Guide. *ANSYS Help* [online]. ANSYS Inc. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://ansyshelp.ansys.com/>
- [36] LEE, Huei-Huang. *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 18: Theory, Applications, Case Studies*. SDC Publications, 2018. ISBN 978-1630571733.
- [37] ANSYS Mechanical APDL 19.2 Substructuring Analysis Guide. *ANSYS Help* [online]. ANSYS Inc. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://ansyshelp.ansys.com/>
- [38] BASE ACCELERATION IN HARMONIC ANALYSIS USING ANSYS® MECHANICAL (WORKBENCH) V14.5. *SimuTech Group* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.simutechgroup.com/tips-and-tricks/fea-articles/172-fea-tips-tricks-ansys-base-acceleration-harmonic-analysis>
- [39] ANSYS DesignXplorer 19.2 ANSYS DesignXplorer User's Guide. *ANSYS Help* [online]. ANSYS Inc. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://ansyshelp.ansys.com/>
- [40] EXLER, Oliver, Thomas LEHMANN a Klaus SCHITTKOWSKI. A comparative study of SQP-type algorithms for nonlinear and nonconvex mixed-integer optimization. *Mathematical Programming Computation* [online]. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 2012, **4**(4), 383-412 [cit. 2019-05-06]. DOI: 10.1007/s12532-012-0045-0. ISSN 1867-2949. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s12532-012-0045-0>

ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

Symbol	Jednotka	Veličina
b	$[\text{N.s.m}^{-1}]$	Tlmenie
\mathbf{B}		Matica tlmenia
b_p	$[-]$	Pomerný útlm
C	$[\text{m}]$	Amplitúda kmitania (výkmit)
C_1, C_2	$[\text{m}]$	Integračné konštanty
D_f	$[\text{J}]$	Disipatívna funkcia
E	$[\text{Pa}]$	Youngov modul pružnosti
\mathbf{E}		Jednotková matica
E_k	$[\text{J}]$	Kinetická energia
E_p	$[\text{J}]$	Potenciálna energia
f	$[\text{Hz}]$	Frekvencia
f	$[-]$	Pomer vlastnej frekvencie hltiča a primárnej sústavy
F F_0	$[\text{N}]$	Sila Amplitúda sily
\mathbf{f} \mathbf{f}_R \mathbf{f}_i \mathbf{F}		Vektor sily Reálna časť vektoru budenia Imaginárna časť vektoru budenia Vektor zaťaženia
g	$[-]$	Pomer budiacej frekvencie a vlastnej frekvencie primárnej sústavy
k K	$[\text{N.m}^{-1}]$	Tuhosť
\mathbf{K}		Matica tuhosti
m M	$[\text{kg}]$	Hmotnosť
\mathbf{M}		Matica hmotnosti
\mathbf{N}		Matica bazových funkcií
q_j	$[\text{m}]$	Zovšeobecnená súradnica
\dot{q}_j	$[\text{m.s}^{-1}]$	Zovšeobecnená rýchlosť
\mathbf{q}		Vektor modálnych súradníc
$\dot{\mathbf{q}}$		Vektor modálnej rýchlosti

$\ddot{\mathbf{q}}$		Vektor modálneho zrýchlenia
S	[N]	Zovšeobecnená sila
t	[s]	Čas
T	[s]	Periódá
\mathbf{T}		Transformačná matica
u u_0 u_{st} u_r u_z	[m]	Posuv / výchylka Amplitúda výchylky Statická výchylka Relatívna výchylka Výchylka základu
\mathbf{u} \mathbf{u}_i \mathbf{u}_m \mathbf{u}_R \mathbf{u}_s $\bar{\mathbf{u}}$		Vektor výchylky Imaginárna časť posuvu Vektor výchylky master stupňov voľnosti Reálna časť posuvu Vektor výchylky ostatných stupňov voľnosti Vlastný vektor
\mathbf{U}		Vektor posuvov
\dot{u}	[m.s ⁻¹]	Rýchlosť
$\dot{\mathbf{u}}$		Vektor rýchlosti
\ddot{u}	[m.s ⁻²]	Zrýchlenie
$\ddot{\mathbf{u}}$		Vektor zrýchlenia
\mathbf{v}, \mathbf{v}_v		Vlastný vektor
x	[m]	Súradnica Výchylka
\dot{x}	[m.s ⁻¹]	Rýchlosť
\ddot{x}	[m.s ⁻²]	Zrýchlenie
α	[-]	Rayleighova konštanta
β	[-]	Rayleighova konštanta
δ		Vektor posuvov
η	[-]	Súčiniteľ naladenia
λ		Koreň charakteristickej rovnice
Λ		Spektrálna matica
μ	[-]	Poissonov pomer Pomer hmotnosti hltiča a primárnej sústavy

ϱ	[kg.m ⁻³]	Hustota
ξ	[-]	Pomerný útlm
φ	[rad]	Fázový uhol
Φ		Modálna matica
ω ω_a	[rad]	Uhlová frekvencia Vlastná uhlová frekvencia hltiča
Ω, Ω_v Ω_t Ω_n Ω_H Ω_T	[rad.s ⁻¹]	Vlastná uhlová netlmená frekvencia Vlastná uhlová frekvencia tlmenej sústavy Vlastná uhlová frekvencia primárnej sústavy Vlastná uhlová frekvencia hltiča Vlastná uhlová frekvencia turbodúchadla

Skratka	Význam
MKP	Metóda konečných prvkov
MSup	Metóda modálnej superpozície
MUR	Metóda úplného riešenia
Opt.	Optimálne parametre

ZOZNAM OBRÁZKOV

Obr. 2.1 Schéma funkcie turbodúchadla [5]	16
Obr. 2.2 Hlavné komponenty turbodúchadla [5]	17
Obr. 3.1 Priebeh harmonického kmitania v čase.....	18
Obr. 3.2 Sústava s jedným stupňom voľnosti	19
Obr. 3.3 Závislosť amplitúdy a fázového uhlu na súčiniteli naladenia pre rôzne hodnoty pomerného útlmu	21
Obr. 3.4 Sústava s jedným stupňom voľnosti s pohybujúcim sa základom	21
Obr. 3.5 Dynamický hltič vibrácií pripojený k sústave s jedným stupňom voľnosti....	26
Obr. 3.6 Závislosť vlastných frekvencií sústavy s netlmeným hltičom na hmotnostnom pomere μ [7]	27
Obr. 3.7 Odozva sústavy s jedným stupňom voľnosti s dynamickým hltičom vibrácií.	28
Obr. 4.1 Geometrický model analyzovaného turbodúchadla.....	33
Obr. 4.2 Model geometrie turbodúchadla.....	34
Obr. 4.3 Modelovanie aktuátora	35
Obr. 4.4 Použité prvky: SOLID186 (vľavo) a SOLID187 (vpravo) [29].....	35
Obr. 4.5 Väzba medzi dielmi u modelu 1	36
Obr. 4.6 Väzba medzi dielmi u modelu 2	37
Obr. 4.7 Väzba medzi dielmi u modelu 3	37
Obr. 4.8 Väzby medzi dielmi u modelu 5.....	38
Obr. 4.9 Závislosť 1. a 2. vlastnej frekvencie modelu č. 1 na počte prvkov siete	39
Obr. 4.10 Sieť konečných prvkov pre modálnu analýzu	40
Obr. 4.11 Plochy so zadanými okrajovými podmienkami pri modálnej analýze	40
Obr. 4.12 Prvý vlastný tvar	42
Obr. 4.13 Druhý vlastný tvar	42
Obr. 4.14 Priebehy zrýchlení vibrácií na bloku spaľovacieho motora použité ako budenie	45
Obr. 4.15 Aplikované budenie pri harmonickej analýze	46
Obr. 4.16 Súradnicový systém konzoly a bod A, v ktorom bola analyzovaná odozva ..	46
Obr. 4.17 Závislosť amplitúdy absolútneho zrýchlenia a fázy odozvy na budiacej frekvencii v bode A pre budenie bez záťaže	47
Obr. 4.18 Závislosť amplitúdy absolútneho zrýchlenia a fázy odozvy na budiacej frekvencii v bode A pre budenie s plnou záťažou	49
Obr. 4.19 Rozloženie maximálnej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose x na budiacej frekvencii 303 Hz.....	50

Obr. 5.1 Porovnanie odozvy primárnej hmoty s hltičom s rôznymi hodnotami pomerného útlmu b_{p2} riešenej rôznymi metódami	52
Obr. 5.2 Schéma postupu pri modálnej syntéze v programe ANSYS [37]	53
Obr. 5.3 Postup pri redukcii stupňov voľnosti modelu turbodúchadla	54
Obr. 5.4 Porovnanie amplitúdy odozvy v bode A neredukovaného a redukovaného modelu turbodúchadla	55
Obr. 5.5 Uzly, do ktorých bol aplikovaný hltič vibrácií v ose x	57
Obr. 5.6 Konzola s aplikovaným hltičom v smere x	58
Obr. 5.7 Porovnanie vypočítanej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v ose x v bode A pre redukovaný model turbodúchadla s hltičom v ose x s rôznym pomerným útlmom b_p	58
Obr. 5.8 Závislosť maximálnej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v ose x v bode A na hmotnosti hltiča s optimálnymi parametrami	60
Obr. 5.9 Amplitúda absolútneho zrýchlenia odozvy hmotného bodu hltiča v ose x s rôznou hmotnosťou a optimalizovanými parametrami	61
Obr. 5.10 Porovnanie amplitúdy zrýchlenia v ose y a z v bode A s hltičom v ose x	61
Obr. 5.11 Porovnanie amplitúd absolútneho zrýchlenia v ose x v bode A s rôznymi hltičmi	63
Obr. 5.12 Porovnanie amplitúd absolútneho zrýchlenia v ose y v bode A s rôznymi hltičmi	63
Obr. 5.13 Porovnanie amplitúd absolútneho zrýchlenia v ose z v bode A s rôznymi hltičmi	64

ZOZNAM TABULIEK

Tab. 4.1 Porovnanie vypočítaných vlastných frekvencií pre jednotlivé výpočtové modely	41
Tab. 4.2 Porovnanie maximálnej amplitúdy odozvy zrýchlenia v ose x pre rôzne hrubé konečnoprvkové siete	44
Tab. 4.3 Maximálne hodnoty vypočítaných amplitúd absolútnych zrýchlení na konzole pre budenie bez záťaže	48
Tab. 4.4 Maximálne hodnoty vypočítaných amplitúd absolútnych zrýchlení na konzole pre budenie s plnou záťažou	48
Tab. 5.1 Porovnanie vlastných frekvencií celého a redukovaného modelu turbodúchadla	54
Tab. 5.2 Porovnanie vypočítanej amplitúdy zrýchlenia v uzle 1 pre rôznu polohu hltiča	57
Tab. 5.3 Optimálne parametre hltičov v ose x s rôznou hmotnosťou	60
Tab. 5.4 Optimálne parametre dvoch hltičov v rôznych osách	62

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha A

Obrázok A.1 Tretí vlastný tvar.....	78
Obrázok A.2 Štvrtý vlastný tvar.....	78
Obrázok A.3 Piaty vlastný tvar	78

Príloha B

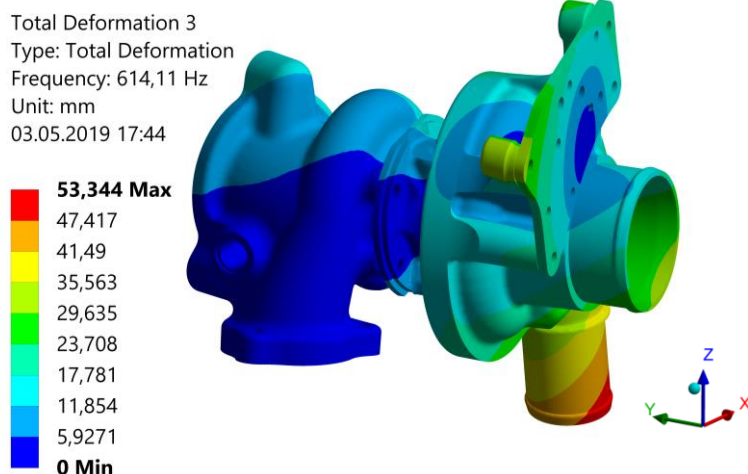
Obrázok B.1 Rozloženie maximálnej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose x na budiacej frekvencii 298,5 Hz pre budenie bez záťaže	79
Obrázok B.2 Rozloženie amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose y na budiacej frekvencii 281,5 Hz pre budenie bez záťaže	79
Obrázok B.3 Rozloženie maximálnej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose z na budiacej frekvencii 281,5 Hz pre budenie bez záťaže	79
Obrázok B.4 Rozloženie amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose y na budiacej frekvencii 285,5 Hz pre budenie s plnou záťažou	80
Obrázok B.5 Rozloženie amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose y na budiacej frekvencii 302 Hz pre budenie s plnou záťažou	80
Obrázok B.6 Rozloženie amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose z na budiacej frekvencii 304,5 Hz pre budenie s plnou záťažou	80

Príloha C

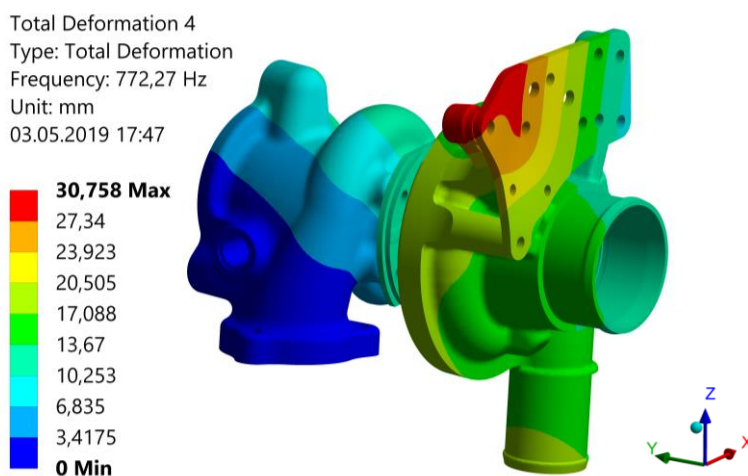
Obrázok C.1 Budenie s plnou záťažou prepočítané na posuvy	81
Obrázok C.2 Porovnanie vypočítanej amplitúdy zrýchlenia metódou modálnej superpozície (budenie zadané zrýchlením) a metódou úplného riešenia (budenie zadané posuvmi)	81

PRÍLOHY

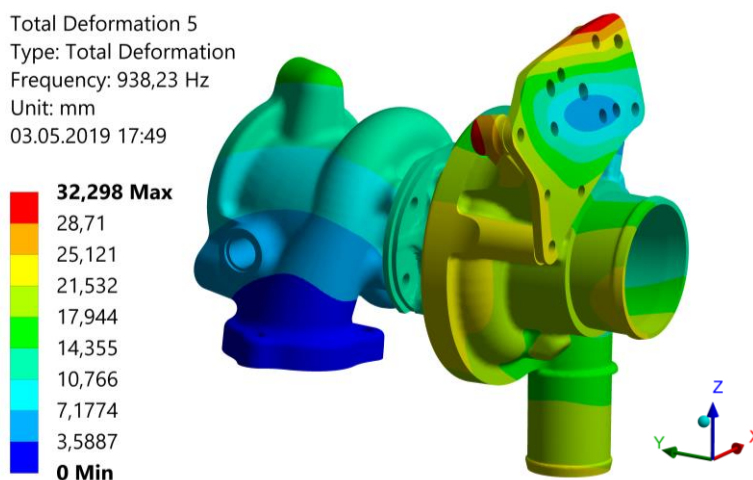
PRÍLOHA A



Obrázok A.1 Tretí vlastný tvar

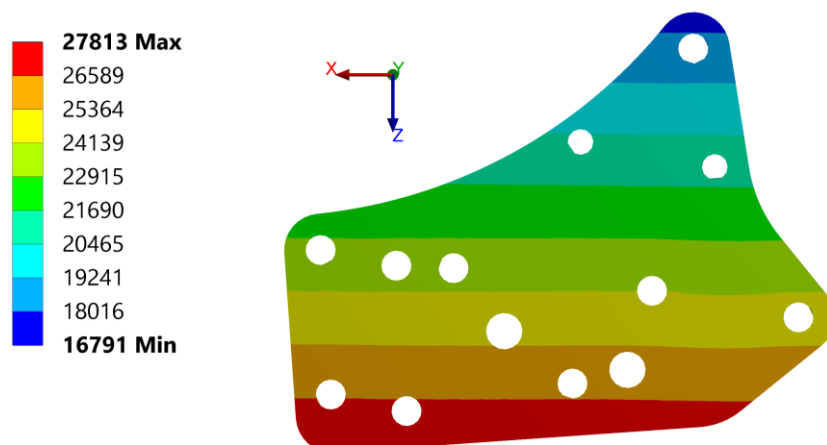


Obrázok A.2 Štvrtý vlastný tvar

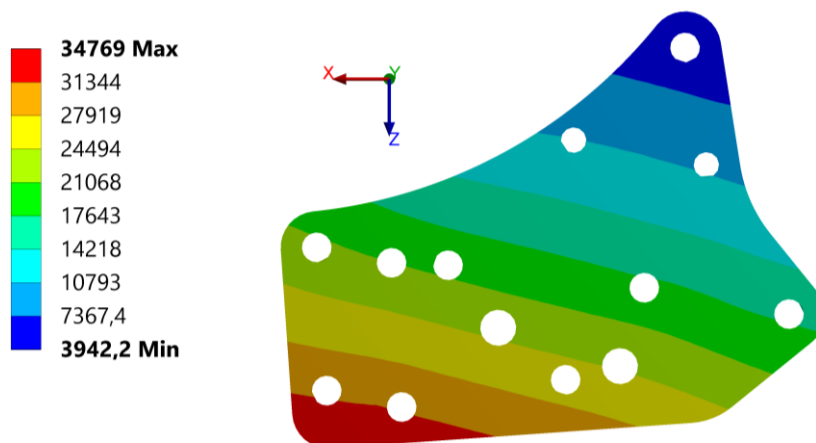


Obrázok A.3 Piaty vlastný tvar

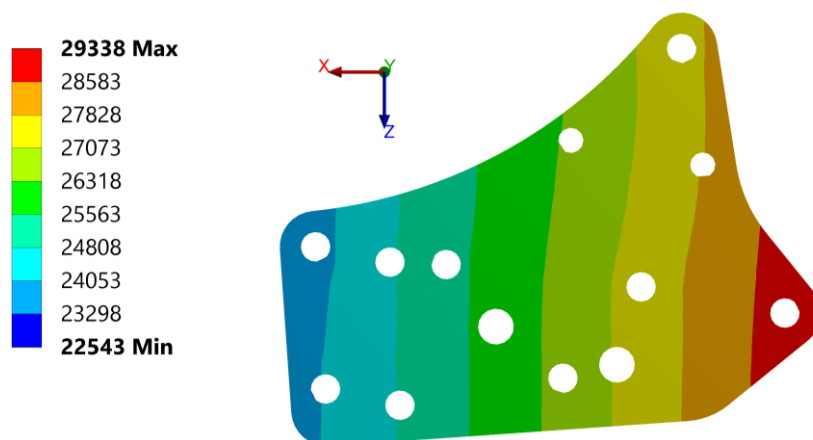
PRÍLOHA B



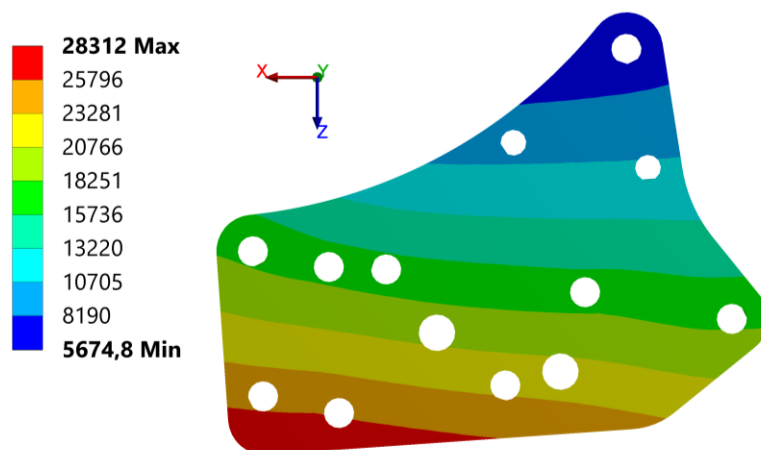
Obrázok B.1 Rozloženie maximálnej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose x na budiacej frekvencii 298,5 Hz pre budenie bez záťaže



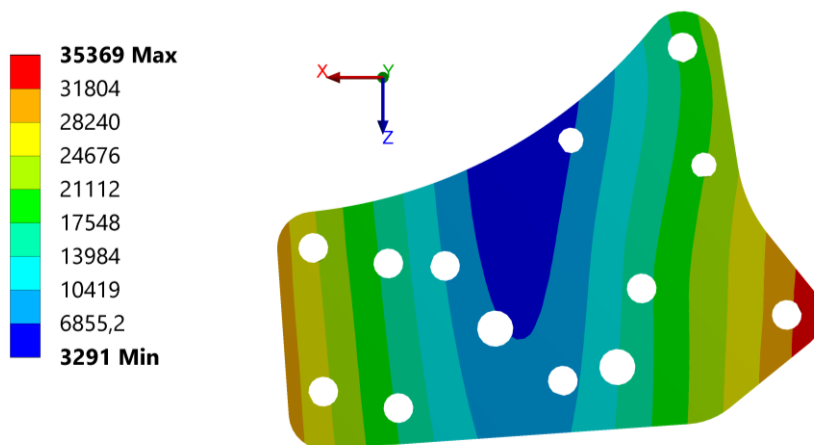
Obrázok B.2 Rozloženie amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose y na budiacej frekvencii 281,5 Hz pre budenie bez záťaže



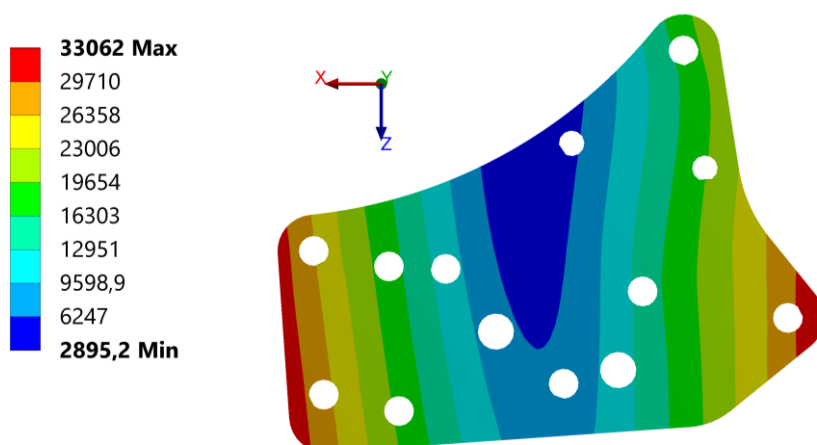
Obrázok B.3 Rozloženie maximálnej amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose z na budiacej frekvencii 281,5 Hz pre budenie bez záťaže



Obrázok B.4 Rozloženie amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose y na budiacej frekvencii 285,5 Hz pre budenie s plnou záťažou

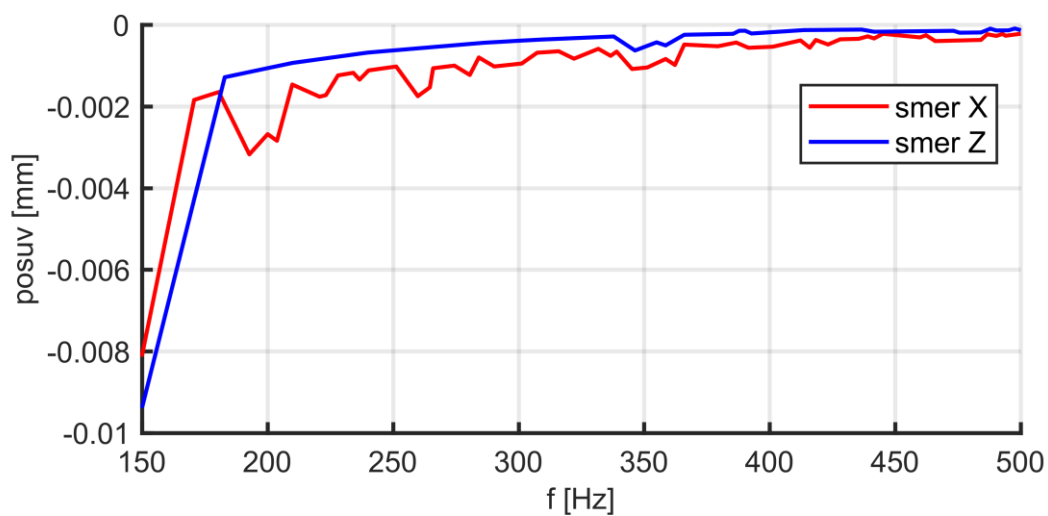


Obrázok B.5 Rozloženie amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose y na budiacej frekvencii 302 Hz pre budenie s plnou záťažou

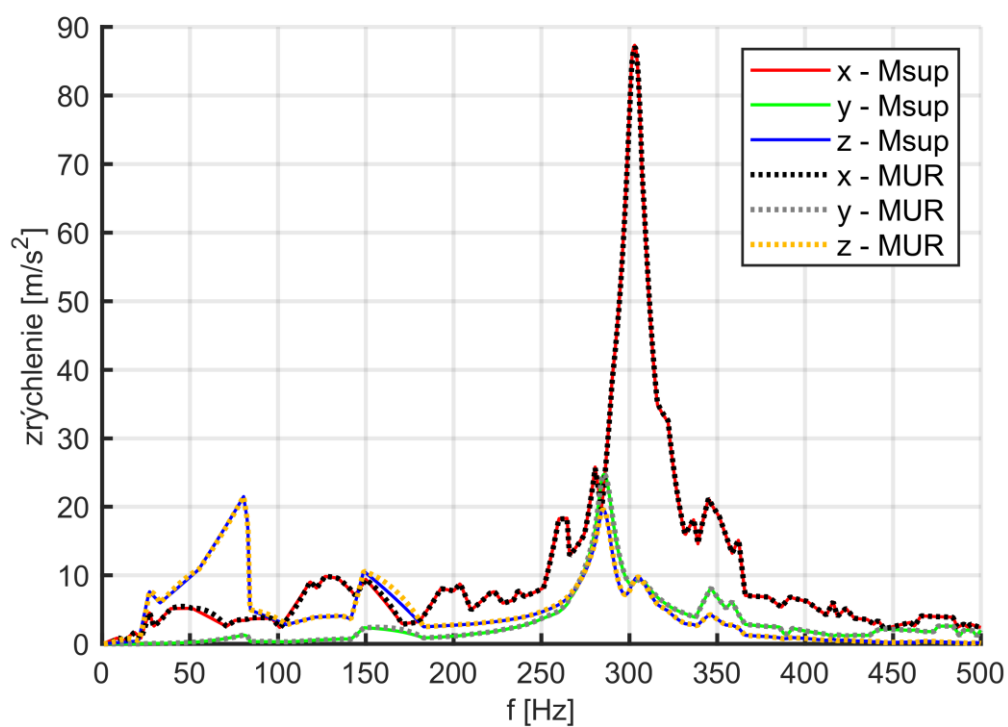


Obrázok B.6 Rozloženie amplitúdy absolútneho zrýchlenia v mm/s^2 v ose z na budiacej frekvencii 304,5 Hz pre budenie s plnou záťažou

PRÍLOHA C



Obrázok C.1 Budenie s plnou záťažou prepočítané na posuvy



Obrázok C.2 Porovnanie vypočítanej amplitúdy zrýchlenia metódou modálnej superpozície (budenie zadane zrýchlením) a metódou úplného riešenia (budenie zadane posuvmi)